

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачева»

Кафедра металлорежущих станков и инструментов

Составитель
С. А. Рябов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Методические указания к практическим занятиям

Рекомендовано учебно-методической комиссией специальности
15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов
в качестве электронного издания
для использования в образовательном процессе

Кемерово 2019

Рецензент

Коротков А. Н. – доктор технических наук, заведующий кафедрой металлорежущих станков и инструментов, председатель учебно-методической комиссии специальности 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов

Рябов Сергей Александрович

Проектирование металлорежущих станков [Электронный ресурс]: методические указания к практическим занятиям для обучающихся специальности 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов всех форм обучения / сост. С. А. Рябов; КузГТУ. – Электрон. издан. – Кемерово, 2019.

Приведено содержание практических занятий по дисциплине, рекомендуемая литература.

© КузГТУ, 2019

© Рябов С. А.,
составление, 2019

Практическая работа №1

ПРОВЕДЕНИЕ ПАТЕНТНОГО ПОИСКА. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

1. Цель работы

Сформулировать представление о патентоспособности и патентной чистоте конструкций изделий, в том числе и металлорежущих станков и ознакомиться со структурой комплекса технической документацией проектов.

2. Задачи работы

1. Ознакомиться с вопросами патентной чистоты и патентоспособности конструкций оборудования.
2. Ознакомиться с содержанием основных этапов проектирования металлорежущих станков.
3. Ознакомиться с порядком проведения патентного поиска и разработкой технического задания на проектирование.

3. Основные этапы проектирования и освоения новых станков

Основные этапы (стадии) проектирования и освоения новых станков, как и любых других машин, регламентированы ГОСТ 2.103–67. Создание всякого нового станка или технологической системы является чрезвычайно сложным процессом и включает в себя многие мероприятия – от составления технического задания на станок до запуска его в серию (рис. 1). Разделение проектирования на последовательные этапы является в известной мере условным, поскольку в процессе проектирования пересматривают и уточняют ранее принятые решения.

Характерными признаками проектирования станка как сложной системы являются неопределенность и многовариантность. Однако каждый из последующих этапов проектирования последовательно уменьшает неопределенность и число вариантной проектной задачи. Основными принципами, обеспечивающими решение задач проектирования, являются последовательность и интеракционность. Последовательность заключается в строгой очередности

выполнения этапов проектирования станка, а интерационность – в корректировке проектных решений, полученных на предыдущих этапах проектирования, исходя из результатов, полученных на последующих этапах.

Отличительной особенностью проектирования современных станков и технологических систем является внедрение модульно-агрегатного принципа конструирования. Его применение особенно выгодно при создании гамм станков, в которых модели сходны по целевому назначению и конструкциям, но отличны по габаритам, определяемым размерам обрабатываемых деталей, или при разработке на основе базовых моделей модификаций с измененными отдельными характеристиками как станка в целом, так и его отдельных узлов, и систем. Модульно-агрегатный принцип применяют и при проектировании различных по целевому назначению и конструкторскому оформлению станков, которые komponуют из общего набора узлов (модулей), что дает возможность в значительной степени формализовать и автоматизировать проектирование.

Ниже рассмотрены основные этапы проектирования и изготовления новых станков или технологических систем.

Техническое задание обосновывает те новые качества, которыми должен обладать проектируемый станок. Оно устанавливает основное назначение проектируемого станка, обосновывает целесообразность его создания и регламентирует основные технические характеристики. Исходными данными для составления технического задания являются реализуемый станком технологический процесс, номенклатура предназначенных для изготовления деталей и тип производства.

Техническое задание устанавливает основное назначение проектируемого станка исходя из данных о совокупности изготавливаемых деталей (их конфигурации, требований к точности, материалов, твердости и т. д.) и типа производства (от единичного до массового).

Техническое задание обосновывает техническую и экономическую целесообразность проектирования нового станочного оборудования. Техническая целесообразность, как правило, вызвана появлением новых технологических процессов или новых материалов, или существенным повышением точности обработки (например, вызванным появлением нанотехнологии), для реализации чего и предназначается проектируемый станок. Экономическая целесо-

образность обычно обоснована существенным повышением производительности либо увеличением универсальности, либо пригодностью использования проектируемого станка в составе ГПС или АЛ. Во всех случаях техническое задание должно содержать тщательное экономическое обоснование предлагаемой эффективности проектируемого оборудования. Проектируемый станок должен иметь более высокие технико-экономические показатели, чем существующие станки, для чего выполняют анализ характеристик лучших станков данного типа и патентный анализ.

Основные технические показатели станка: максимальные габаритные размеры заготовок; диапазоны нагрузок; точность обработки; производительность; универсальность; оснащенность вспомогательными системами и т. п.

Техническое предложение уточняет и развивает техническое задание и состоит из совокупности конструкторских документов, необходимых для дальнейшего проектирования. Базируясь на исходных данных и предпроектной проработке технического предложения, обосновывают и уточняют технические характеристики: диапазоны нагрузок и скоростей привода главного движения; приводов подач и вспомогательных перемещений. Выбирают двигатели для всех движений и обосновывают их рациональную мощность. На этом этапе выбирают окончательный вариант компоновки, как самого стана, так и всего комплекта станочного оборудования, пользуясь результатами синтеза и оптимизации вариантов компоновок.

Разрабатывают принципиальные схемы станка: кинематическую, гидравлическую, пневматическую, электрическую и др. Определяют общие габаритные размеры. В итоге окончательно останавливают технические характеристики и проводят технико-экономическое обоснование целесообразности проектирования нового станка. Техническое предложение дает полное представление о компоновке и возможностях станка.

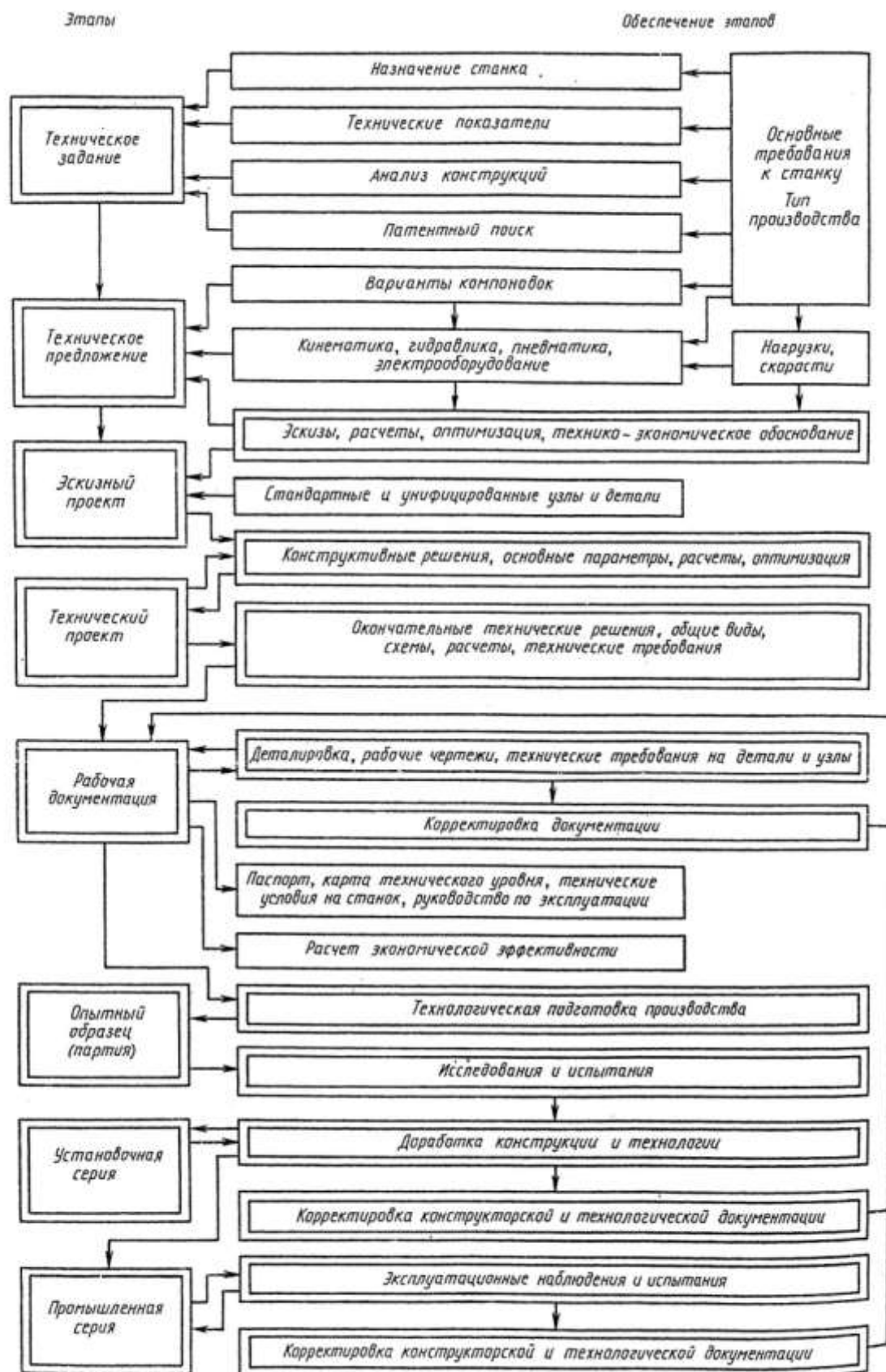


Рис. 1. Основные этапы проектирования и освоения новых станков

Эскизный проект содержит предварительную конструкторскую проработку всех основных узлов и является развитием технического предложения. Он базируется на анализе различных вариантов возможных конструкторских решений, результатах расчетов, оптимизации важнейших параметров и характеристик станка. Исходными данными для проектирования являются параметры режимов обработки (значения скоростей, припусков, подач), массы обрабатываемых деталей и требования к точности их изготовления при осуществлении заданных технологических процессов. Конструкцию и размеры перемещаемых узлов станка определяют также силы инерции (возникающие на ускоренных ходах) и силы трения (возникающие в направляющих и кинематических парах).

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

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

Технический проект включает окончательную конструкторскую проработку всех узловых чертежей, схем станка и его общих видов. На этом этапе проводят все виды уточненных и поверочных расчетов, оптимизируют все необходимые параметры узлов и систем станка, окончательно определяют эффективность станка или станочной системы. Технический проект должен содержать все исходные данные, необходимые для разработки комплекта технической документации на проектируемый станок. Технический проект согласовывают и утверждают в установленном порядке.

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

После завершения разработки комплекта рабочей документации осуществляется **технологическая подготовка производства** (см. рис. 1), а также последующие этапы изготовления и отладки спроектированного станка. В ряде случаев для сокращения сроков внедрения образцов новой техники технологическую подготовку производства начинают заранее – до завершения выпуска комплекта рабочей документации.

Опытный образец (или **партию**) изготавливают с целью проверки и испытания нового станка и внесения необходимых изменений в конструкторскую и технологическую документацию. На этом же этапе проводят окончательные расчеты экономической эффективности в результате применения нового станка.

Установочная серия в ряде случаев выпускается перед серийным производством станка для проверки работоспособности станка в производственных условиях и выявления слабых сторон конструкции в реальных условиях эксплуатации. По результатам оценки работы станков установочной серии вносят соответствующие корректировки в конструкторскую и технологическую документацию.

Серийное производство станков требует дополнительной коррекции конструкции, технологии его изготовления и сборки. Только в условиях длительной эксплуатации станок подвергается самым разнообразным режимам нагружения. От того, как налажена система сбора информации о качестве и надежности станков, эксплуатируемых в различных отраслях машиностроения, зависит правильность принятия решений при дальнейшем совершенствовании конструкции выпускаемой модели, отвечающей требованиям современного производства и удовлетворяющей разнообразным запросам различных отраслей промышленности.

Техническое задание содержит следующие разделы (ОСТ2 НО2-1–73).

Наименование и условное обозначение станка (гаммы станков, автоматической линии и т. д.) и краткая характеристика области его применения, общая характеристика объекта, в котором будет использоваться станок, возможность поставки станка на экспорт.

Наименование документа, на основании которого разработан станок, организация, утвердившая этот документ, и дата его утверждения, наименование и условное обозначение темы разработки.

Эксплуатационное и функциональное назначение и перспективность проектируемого станка.

Перечень научно-исследовательских и других работ, обосновывающих необходимость проведения разработки, перечень экспериментальных образцов или макетов, а также других разработок станка и его составных частей, на базе которых проектируют станок.

Требования и нормы, определяющие показатели качества и эксплуатационные характеристики станка с учетом действующих стандартов и норм. Данный раздел содержит следующие подразделы:

а) наименование, число и назначение основных составных частей станка, конструктивные требования к станку и составным частям (габаритные, установочные, присоединительные размеры, способы крепления, регулировка органов управления, соответствие образцам, виды покрытий и т. п.), масса станка и, при необходимости, ограничение массы отдельных его составных частей, требования к средствам защиты (от влаги, вредных испарений, коррозии и др.), требования к взаимозаменяемости станка и его составных частей, устойчивость к моющим средствам, маслам и т. д., требования к помехозащищенности и исключение помех, влияющие на другое оборудование, требования к виду и составу запасных частей, инструмента и принадлежностей;

б) основные технические параметры станка (мощность, производительность, расход электроэнергии, КПД, точность, чувствительность и другие параметры, определяющие целевое использование станка), параметры воздействия проектируемого станка на сопрягаемое оборудование и т. п.;

в) требования к долговечности, безотказности, сохраняемости и ремонтпригодности, а также требования к устойчивости от вибрации, влияния внешней среды;

г) требования к производственной и эксплуатационной технологичности, определяющие возможность достижения заданных показателей качества станка в условиях его изготовления, технического обслуживания и ремонта при минимальных затратах времени и средств на выполнение работ и высокой производительности труда;

д) требования к использованию стандартных, унифицированных и заимствованных узлов (сборочных единиц) и деталей при

разработке станка, а также показатели уровня унификации и стандартизации конструкции;

е) требования к обеспечению безопасности при монтаже, эксплуатации, обслуживании и ремонте (от воздействия электрического тока и тепла, высокочастотных полей, ядовитых и взрывчатых паров, пыли и газов, акустических шумов и т. п.), допустимые уровни вибрационных и шумовых нагрузок в соответствии с действующими стандартами, санитарными нормами и т. п.);

ж) требования технической эстетики, а также эргономические требования (удобство обслуживания, комфортабельность, усилия, требуемые для управления и обслуживания и т. п.);

з) перечень стран, в отношении которых должна быть обеспечена патентная чистота станка;

и) требования к составным частям станка, сырью, жидкостям, смазкам, краскам и другим материалам, намеченным для применения в станке, а также при его изготовлении и эксплуатации, физико-химические, механические и другие свойства (прочность, твердость, шероховатость поверхности и т. д.), ограничение в применении составных частей (включая покупные) сырья, материалов (в том числе применяемых при использовании станка), возможность применения и ограничение в применении дефицитных материалов и деталей, содержащих эти материалы, перечень материалов, применение которых недопустимо или нежелательно, требования по совершенствованию и модернизации покупных деталей;

к) условия эксплуатации, при которых должны быть обеспечены использование станка с заданными техническими показателями: воздействие допустимых климатических условий (температур, влажности, атмосферного давления, солнечной радиации, агрессивных сред, пыли и т. д.); допустимое воздействие механических нагрузок (вибрационных, ударных и т. д.); необходимое время подготовки станка к использованию после транспортирования и хранения; вид обслуживания (постоянное или периодическое) или допустимость работы без обслуживания; необходимое число и квалификация персонала; параметры оборудования, с которыми должен взаимодействовать разрабатываемый станок, а также требования по использованию этого оборудования в случае возникновения отказов разрабатываемого станка;

л) требования к маркировке, наносимой на станок и тару, в которую он упакован (место и способ нанесения, содержания мар-

кировки, требования к ее качеству), возможные варианты консервации и упаковки станка в зависимости от условий транспортирования и хранения, требования к консервации и упаковке станка, в том числе требования к таре, материалам, применяемым при упаковке, а также способу упаковки, масса станка, упаковываемого в одно транспортное место;

м) условия транспортирования и виды транспортных средств (авиасредства, которые и открытые вагоны, платформы, трюмы или палубы судов, закрытые отапливаемые автомашины и др.), необходимость и способы крепления при транспортировании, расстояния транспортирования, скорости передвижения, требования к необходимой защите от ударов при погрузке и выгрузке и т. п., места хранения (открытая площадка, навес, закрытый неотапливаемый склад, отапливаемое помещение и т. п.), условия хранения, условия складирования, возможность и сроки обслуживания станка во время хранения (переконсервация, переосвидетельствования и др.), сроки хранения в различных условиях.

6. Ориентировочная экономическая эффективность и срок окупаемости затрат на разработку и освоение производства станка, лимитная цена, предполагаемая годовая потребность в станке, а также экономические преимущества разрабатываемого станка по сравнению с лучшими отечественными и зарубежными образцами.

7. Необходимые стадии разработки и этапы работ по ОСТ2НО2-3-76 (ГОСТ 2.103-68) и при необходимости сроки их выполнения.

8. Перечень конструкторских документов, подлежащих согласованию и утверждению на отдельных стадиях разработки в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД, и перечень организаций, с которыми следует согласовывать конструкторскую документацию, общие требования к приемке работы на стадиях (этапах) разработки (число изготавливаемых на приемочные испытания, сроки и, при необходимости, место их проведения – организация, предприятие и т. п.).

9. Приложения: перечень научно-исследовательских и других работ, обосновывающих необходимость проведения разработки; чертежи, схемы, описания, обоснования, расчеты и другие документы, которые должны быть использованы при разработке станка; перечень заинтересованных организаций (предприятий), с которыми согласовывают конкретные технические (конструкторские и

технологические) решения в процессе разработки станка; перечень нового технологического оборудования, подлежащего разработке в связи с проектированием станка по техническому заданию; справочные и другие материалы.

На стадии технического задания художник-конструктор (группа художников-конструкторов) участвует в разработке технического задания на проектирование станка. При этом он проводит предварительно анализ и формулирует художественно-конструкторскую проблему.

Техническое задание оформляется в соответствии с общими требованиями к текстовым конструкторским документам по ГОСТ 2.105–95.

Техническое предложение конструктор разрабатывает по ГОСТ 2.118–73.

На этой стадии художник-конструктор выполняет следующие работы: проводит исследования относящихся к станку данных социологии, эргономики и т. п.; формулирует требования технической эстетики к станку и художественно-конструкторскую задачу; разрабатывает варианты компоновочных схем станка.

Требования к выполнению **эскизного проекта** устанавливает ГОСТ 2.119–73.

Художник-конструктор на стадии эскизного проекта изучает конструкцию, материалы и технологию изготовления станка, разрабатывает эскизные варианты станка в графике и в объеме и выбирает окончательно вариант эскизного решения.

Технический проект конструктор разрабатывает с соблюдением требований ГОСТ 2.120–73.

На стадии технического проекта художник-конструктор разрабатывает компоновочные чертежи и чертежи внешнего вида станка, эскизы рабочих чертежей узлов и сложных поверхностей, влияющих на внешнюю форму станка, изготавливает модель или макет станка, выбирает отделочные материалы и выполняет экономическое обоснование художественно-конструкторского решения.

Рабочая документация включает следующие материалы (ГОСТ 2.102–68):

пояснительную записку;

чертежи общего вида и узлов (сборочных единиц) станка, чертежи деталей и другие чертежи согласно ГОСТ;

кинематическую, гидравлическую, электрическую и другие схемы (номенклатура различных видов схем установлена ГОСТ 2.701–76);

спецификации и ведомости, включаемые в комплект рабочей документации;

технические условия ТУ (ОСТ2 Н90-3–71, ГОСТ 2.114–70 и ГОСТ 2.115–70); программу и методику испытаний;

расчеты кинематические, прочностные и т. д.;

патентный формуляр (ГОСТ 2.110–68);

документы эксплуатационные (РТМ2 Н02-50–71, ГОСТ 2.601–68);

документы ремонтные (ОСТ2 Н91-1–75, ГОСТ 2.602–68);

расчет экономической эффективности внедрения станка в народное хозяйство.

На стадии составления рабочей документации художник-конструктор разрабатывает чертежи узлов и деталей, влияющий на внешний вид станка.

Все работы художник-конструктор выполняет под руководством ведущего конструктора станка.

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

После завершения разработки комплекта рабочей документации осуществляются **технологическая подготовка производства** (см. рис. 1), а также последующие этапы изготовления и отладки спроектированного станка. В ряде случаев для сокращения сроков внедрения образцов новой техники технологическую подготовку производства начинают заранее – до завершения выпуска комплекта рабочей документации.

Опытный образец (или **партию**) изготавливают с целью проверки и испытания нового станка и внесения необходимых изменений в конструкторскую и технологическую документацию. На этом

же этапе проводят окончательные расчеты экономической эффективности в результате применения нового станка.

Установочная серия в ряде случаев выпускается перед серийным производством станка для проверки работоспособности станка в производственных условиях и выявления слабых сторон конструкции в реальных условиях эксплуатации. По результатам оценки работы станков установочной серии вносят соответствующие корректировки в конструкторскую и технологическую документацию.

Серийное производство станков требует дополнительной коррекции конструкции, технологии его изготовления и сборки. Только в условиях длительной эксплуатации станок подвергается самым разнообразным режимам нагружения. От того, как налажена система сбора информации о качестве и надежности станков, эксплуатируемых в различных отраслях машиностроения, зависит правильность принятия решений при дальнейшем совершенствовании конструкции выпускаемой модели, отвечающей требованиям современного производства и удовлетворяющей разнообразным запросам различных отраслей промышленности.

4. Патентоспособность и патентная чистота

С каждым годом увеличивается экспорт советских машин и оборудование, расширяется техническая помощь странам, практикуется продажа лицензий на советские изобретения иностранным фирмам. Поэтому патентная чистота и патентоспособность конструкций советских изделий, в том числе и металлорежущих станков, имеет важное значение.

Патентоспособными являются такие станки или их части, которые не подпадают под действие патентов на изобретения и свидетельств (патентов) на промышленные образцы и товарные знаки, выданные патентными ведомствами этой страны и обеспечивающие их владельцам исключительное право на использование зарегистрированного в данной стране изобретения, промышленного образца или товарного знака.

Промышленным образцом (промышленным рисунком, моделью), признается новое, пригодное к осуществлению промышленным способом, художественное решение станка, в котором достигается единство его технических и эстетических качеств. Промыш-

ленный образец должен отвечать требованиям полезности, а не только иметь новую форму. Если же художественное решение станка не будет соответствовать указанным условиям, то такой станок не может рассматриваться как промышленный образец. Это обстоятельство будет содействовать появлению технических совершенных и высокохудожественных металлорежущих станков.

Товарный знак представляет собой оригинально оформленное художественное изображение (оригинальные названия и слова, рисунки, цифры и т. п.), служащее для отличия продукции одного предприятия от продукции другого и для их рекламы. Товарный знак должен быть композиционно связан с продукцией, лаконичен и прост.

Проверка патентной чистоты проводится в случаях: поставки станков на экспорт; передачи советскими организациями технической документации за границу в связи с оказанием с оказанием технической помощи; продажи лицензий на советские научно-технические достижения иностранным фирмам; направления экспонатов на ярмарки и выставки, если экспонируемые станки предполагаются продавать иностранным фирмам; разработки новых и усовершенствования существующих станков или их частей.

При проверке патентной чистоты по установленной форме (ГОСТ 2.110–68) составляется патентный формуляр, который передается одновременно со всей технической документацией для производства станка. Патентный формуляр является единственным официальным документом, свидетельствующим о патентной чистоте станка, на основании которого решается вопрос о возможности поставки станка за границу.

Многие страны мира имеют свои патентные законодательства, и если в конструкции станка использовано изобретение, подпадающее под действие чужого патента, то это влечет за собой применение санкций, предусмотренных законом данной страны (штраф, наложение ареста на ввезенное оборудование, предъявление иска о возмещении ущерба и т. д.). Поэтому во всех случаях, перечисленных выше, перед проектированием станка необходимо установить: в какие страны он будет поставляться или направляться на выставки; познакомиться с патентными законодательствами этих стран; выявить номенклатуру объектов, патентоспособных в этих странах; установить срок действия патентов.

При использовании в проектах станков принципиально новых решений последние должны быть оформлены в соответствии с существующими законами в патентной системе России. Российские изобретения за границей патентуются с целью защиты приоритета России, охраны экспорта, предупреждения безвозмездного использования наших изобретений и возможности продажи лицензий на их использование.

Для обеспечения патентной чистоты и патентоспособности новых станков необходимо:

а) знать патентные законы стран, в которые намечается поставка станков или передача технической документации;

б) изучать описание советских и иностранных изобретений, что сократит время и средства на поиски уже известных решений и позволит создавать станки, соответствующие уровню развития мировой техники;

в) изучать фонды свидетельств и патентов на промышленные образцы, опубликованные в официальных бюллетенях патентных ведомств различных стран мира;

г) проверять патентную чистоту отдельных узлов и элементов станков по действующим патентным фондам страны, куда намечается их поставка или передача на них технической документации;

д) принимать меры для патентования за границей оригинальных конструкций и их элементов, а также против преждевременного опубликования изобретений в литературе.

При решении вопросов, связанных с патентованием или проверкой на патентную чистоту, нужно пользоваться руководящими материалами. В настоящее время на заводах и в проектных организациях имеются патентные бюро, в которых можно получить более подробную консультацию по патентному делу.

5. Анализ развития оборудования.

Проведение патентного поиска

Анализ развития оборудования рекомендуется проводить по подборке стадий журналов: «Станки и инструменты»; «Вестник машиностроения», перечень которых собран на кафедре металлорежущих станков и инструментов КузГТУ за годы с 1976 по 2017. Пример оформления патентного поиска приведен в приложении 1.

Техническое задание на проектирование продольно-фрезерного станка

1. Станок фрезерный 6 группы 6 подгруппы предназначен для работы при индивидуальном и серийном характере производства. Станок предназначен для комплексной обработки крупногабаритных корпусных, базовых и других деталей методами фрезерования, растачивания и сверления. Возможность поставки на экспорт рассматривать в каждом конкретном случае.

2. Данный станок разрабатывается на основании приказа об утверждении тем курсовых проектов.

3. Продольно-фрезерный станок относится к группе фрезерных станков. В качестве режущего инструмента используются торцовые фрезы, сверла. При проектировании целесообразно рассматривать возможность повышения скорости резания, расширения технологических возможностей, повышения жесткости и точности привода подач стола, применения устройства зажима длинных деталей на столе станка.

4. Перечень научно-исследовательских работ и авторских свидетельств по данному виду оборудования:

- Кучерявый А. В., Калужский Ю. М. Опыт создания уникальных продольно-обрабатывающих станков;

- Бессольцев А. М. [и др.]. Уникальные комбинированные продольно-фрезерные станки;

- Левина З. М., Зверев И. А. Расчёт статических и динамических характеристик шпиндельных узлов методом конечных элементов;

- Белоносов П. Ф., Прихно Г. И., Тув А. М. Привод динамического выравнивания портала тяжёлого продольно-фрезерного станка;

- Бессольцев А. М. [и др.]. Расчет станин тяжелых продольно-фрезерных станков;

- Семенченко Д. И. Регулируемые кассетные торцовые фрезы с пластинами из СТМ;

- Лизогуб В. А. Конструирование и расчёт шпиндельных узлов на опорах качения;

- Израйлевич В. Л., Почтарь Ю. С. Устройство для удаления стружек из зоны резания продольно-фрезерного станка с ЧПУ;

- Авт. св. № 533767. М. П. Ким. Безззорный привод для перемещения рабочих органов станка;

– Авт. св. № 460949. В. М. Шульц. Устройство для осевого перемещения шпиндельной гильзы;

– Авт. св. № 1423302. О. В. Иванушкин, Т. Я. Логинова. Портально-фрезерный станок;

– Авт. св. № 751524. В. И. Сорокин. Устройство для перемещения и зажима гильзы;

– Авт. св. № 1827332. Е. И. Хватов. Устройство для установки тяжёлых фрез на шпиндель с оправкой;

– Авт. св. № 804244. В. П. Зеленцов [и др.]. Универсальная шпиндельная головка;

– Авт. св. № 848184. В. А. Доценко [и др.]. Фрезерная головка;

– Авт. св. № 971587. Г. И. Ларичев, А. И. Селезнёв. Приспособление к портальному продольно-фрезерному станку;

– Авт. св. № 927416. И. Л. Дашевский [и др.]. Фрезерная головка;

– Журнал «СТИН» № 9, 1983 г. – «Расчет и испытание передачи винт-рейка качения»;

– Журнал «СТИН» № 10, 1981 г. – «Блочная компоновка привода главного движения агрегатных расточных и фрезерных станков»;

– Журнал «СТИН» № 4, 1978 г. – «Торцовые фрезы для чистовой обработки крупногабаритных деталей»;

– Журнал «СТИН» № 1, 1985 г. – «Влияние главного привода на виброустойчивость фрезерных станков»;

– Журнал «СТИН» № 2, 1993 г. – «Расчет передачи винт-рейка качения».

1. Требования и нормы, предъявляемые к проектируемому оборудованию:

а) Основными составными частями станка являются:

– станина;

– подвижный стол;

– портал, образованный двумя стойками с поперечиной;

– одна вертикальная шпиндельная бабка; две горизонтальные шпиндельные бабки.

При проектировании станка необходимо учесть: габаритные,

установочные, присоединительные размеры, способы крепления, регулировки органов управления, виды покрытий и т. д. Определиться с массой станка и при необходимости ограничить массы

отдельных его составных частей, учесть требования к средствам защиты, требования к взаимозаменяемости станка и его составных частей, устойчивость к моющим средствам, маслам и т. д., требования к виду и составу запасных частей, инструмента и принадлежностей.

б) Основные технические характеристики станка:

- размеры рабочей поверхности стола, мм....1000×3150
- максимальный вес обрабатываемой детали, кг....3150
- число шпиндельных бабок3
- частота вращения шпинделей, об/мин
- вертикальной бабки.....10–1600
- горизонтальных бабок.....40–1000
- подача, мм/мин:
- стола4–3000
- вертикальной бабки.....3–2500
- горизонтальных бабок.....20–1000
- мощность двигателя главного движения, кВт
- вертикальной бабки.....45
- горизонтальной бабки15
- класс точности станкаН

в) При проектировании станка обеспечить его ремонтпригодность, т. е. должен быть гарантирован доступ ко всем узлам и составным единицам оборудования при его ремонтах и осмотрах. При соблюдении сроков планово предупредительных осмотров и ремонтов должен быть обеспечен максимально возможный срок службы данного станка.

г) Необходимым требованием, предъявляемым к оборудованию, является его высокая производительность и точность обработки. Также необходимо обеспечить высокую технологичность отдельных узлов и деталей станка при их изготовлении и эксплуатации. Затраты на производство и обслуживание станка должны быть минимальными.

д) На стадии конструирования станка обеспечить максимальное использование стандартных, унифицированных и заимствованных сборочных единиц и деталей. Обеспечить высокие показатели уровня унификации и стандартизации конструкции.

е) Данное оборудование должно соответствовать современным требованиям к обеспечению безопасности при монтаже, эксплуатации, обслуживании в ремонте, допустимым уровнем шумо-

вых и вибрационных нагрузок, санитарным нормам.

ж) При проектировании должны быть соблюдены требования технической эстетики и эргономики, необходимо обеспечить удобство обслуживания и эксплуатации оборудования, комфортабельность станка. Усилия, прилагаемые к органам управления, не должны превышать предельно допустимых. Органы управления должны быть расположены в поле зрения рабочего, в местах, удобных для обслуживания.

з) Учесть перечень стран, в отношении которых должна быть обеспечена патентная чистота станка.

и) Учесть требования к составным частям станка, сырью, жидкостям, смазкам, краскам и другим материалам, намеченным для применения в станке, а также при его изготовлении и эксплуатации, физико-химические, механические и другие свойства, ограничения в применении составных частей сырья, материалов, требования по совершенствованию и модернизации покупных деталей.

к) Учесть условия эксплуатации, которые должны быть обеспечены при использовании станка с заданными техническими показателями, воздействие допустимых климатических условий, допустимое воздействие механических нагрузок, необходимое время подготовки станка к использованию после транспортирования и хранения, вид обслуживания или допустимость работы без обслуживания, необходимое число и квалификацию персонала, параметры оборудования, с которыми должен взаимодействовать разрабатываемый станок, а также требования по использованию этого оборудования в случае возникновения отказов разрабатываемого станка.

л) Учесть требования к маркировке, наносимой на станок и тару, в которую он упакован, возможные варианты консервации и упаковки станка в зависимости от условий транспортирования и хранения, требования к консервации и упаковке станка, в том числе требования к таре, материалам, применяемым при упаковке, а также способу упаковки, массе станка, упаковываемого в одно транспортное место.

м) Учесть условия транспортирования и виды транспортных средств, необходимость и способы крепления при транспортировании, расстояния транспортирования, скорости передвижения, требования к необходимой защите от ударов при погрузке и разгрузке и т. п., места хранения, условия хранения, условия складирования,

возможность и сроки обслуживания станка во время хранения, учесть сроки хранения в различных условиях.

2. Оценить ориентировочную экономическую эффективность и срок окупаемости затрат на разработку и освоение производства станка, лимитная цена, предполагаемая годовая потребность в станке, а также экономические преимущества разрабатываемого станка по сравнению с лучшими отечественными и зарубежными образцами.

6. Порядок выполнения работы

6.1. Ознакомиться с вопросами патентоспособности и патентной чистоты.

6.2. Ознакомиться со структурой и содержанием этапов проектирования станков.

6.3. Провести анализ направления развития одной из групп металлорежущих станков (по указанию преподавателя) по подборке статей журналов.

7. Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- название темы, цель и задачи работы;
- краткое описание этапов проектирования станков;
- привести перечень статей (до 10 шт.) указывающих направления развития оборудования данной группы.
- привести оформленный патентный поиск.

8. Контрольные вопросы

1. Какой вид оборудования является патентоспособным?
2. Дать характеристику промышленного образца.
3. Что представляет собой «Товарный знак»?
4. В каких случаях проводится проверка патентной чистоты.
5. Что необходимо выполнять для обеспечения патентной чистоты и патентоспособности станков?
6. Дать характеристику основных этапов металлорежущих станков.
7. Содержание технического задания на проектирования.

8. Назовите основные направления развития оборудования данной группы.

9. Содержание самостоятельной работы, используя литературу

7.1. Изучить общие принципы проектирования станков [1, с. 376-398].

7.2. Подготовиться к защите лабораторного занятия.

10. Список рекомендуемой литературы

1. Металлорежущие станки: в 2 т. Т. 1 / Т. М. Аврамова, В. В. Бушуев, Л. Я. Гиловой [и др.]; под ред. В. В. Бушуева. – Москва: Машиностроение, 2011. – 608 с.; ил.

2. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник: в 3 т. Т. 1. Проектирование станков / А. С. Проников, О. И. Аверьянов, Ю. С. Аполонов; под общ. ред. А. С. Проникова. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана; Машиностроение, 1994. – 444 с.

Отчет о патентных исследованиях
КУЗБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УДК _____
№ гост.регистр _____
Инв. № _____

УТВЕРЖДАЮ
« _____ » _____ 20__ г.

«Продольно-фрезерный станок»

Подразделение-разработчик: КузГТУ
Руководитель подразделения-разработчика: МСиИ
Ответственный руководитель: Рябов С. А.
Выполнил: Васильков А. Б.

«УТВЕРЖДАЮ» «__»_____2019 г.

Задание №_____
на проведение патентных исследований

Наименование темы: Модернизация продольно-фрезерного станка

Шифр темы:

План патентных исследований на 2019 г. позиция №_____

Задача патентных исследований: нахождение рациональных решений по применению узлов оригинальных конструкций, расширению технологических возможностей, повышению точности и качества обработки.

Исполнитель работ: Васильков А. Б.

Подразделения исполнители, соисполнители	Краткое содержание работ	Ответственные исполнители	Срок исполнения	Отчетный документ
1	2	3	4	5
	Анализ патентных материалов, статей, журналов «Станки и инструменты», «Известия вузов машиностроение»	Васильков А. Б.	В течении 10 дней, после выдачи задания 20 сент.	Отчет о патентных исследованиях

Поиск проведен по следующим материалам.							
№ п.п.	Поиск предмета	Страна поиска, начинаая с СССР	Классифик. индексы пред.		По фонду ка- кой организа- ции проведен поиск	Источники информации	
			УДК	МКИ, НКИ		Науч.-техн. документа- ция, наименование, дата публик, выходящие дан- ные с указан. пределов просмотра.	Патентная документа- ция, наименование документа, бюл- летеня журналов, охр. докумен- тов номера и дата их публ. с ука- занием пределов просмотра.
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Конструкция продольно- фре- зерного станка	СССР	621914	МКВ23 В23С1/00 В23С9/00	Кемеровский ЦНТИ Обл. библио- тека КузГТУ Отдел стан- дартов КузГТУ		1. Описание к авторским свиде- тельствам (1975-1995 гг.) 2. Журнал «Станки и инстру- менты» (1975-1996 гг.) 3. Журнал «Вестник машино- строения» 4. Журнал «Известия вузов»

Регламент поиска.											
№ п.п.	Предмет поиска (тема, объект, техническое решение и их составные части).	Ссылка на документ, содержащий описание предмета поиска	Ретроспективность	Источник информации		Страны и классификационные индексы, предмет поиска (МКИ, УДК, НКИ)					
				Наименование	Местонахождение	СССР	США	ФРГ	Япония	Франция	Великобритания
1		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	Продольно фрезерный станок		по России 1975-2006 гг.	1. Полоса описаний к авторским свидетельствам. 2. Сборник ВНИИП «изобретения в СССР и за рубежом». 3. Журнал «Станки и инструменты». 4. Журнал «Вестник машиностроения»	Кемеровский ЦНТИ; Центральная библиотека им. Федорова; Библиотека КузГТУ.	МКИ В23/С7/00 В23С9/00 В23С1/02 В23С1/00					

Технико-экономические показатели данного вида техники									
№ п/п	Наименование и единица измерения	Значение технико-экономических показателей.							
		Лучшие отечественные и зарубежные промышленно освоенные образцы техники аналогичного назначения (страна, фирма, модель, год освоения)				Базовый образец		Объект стандарту техническим условиям	поОбъект иилиразработ-ки
		Предшествующего поколения		На данный момент времени					
		отечественного	зарубежного	отечественного	зарубежного				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	Наибольшие размеры стола, мм					2000х630			
2	Наибольшая масса заготовки, кг					50000			
3	Число скоростей шпинделя, об/мин					20 – 1000			
4	Количество скоростей								
5	Мощность двигателя главного движения, кВт					18			
6	Диапазон подач, мм/мин					30			
7	Мощность двигателя подачи, кВт					5 – 2000			
						11			

Тенденции развития данного вида техники				
№ п/п	Основные тенденции развития данного вида техники и направления поиска ведущих организаций (фирм)	Источники информации, подтверждающие тенденции и направления поиска (в том числе номера охранных документов)	Средства реализации тенденций	
			В объектах ведущих организаций (фирм)	В объекте разработки
1	2	3	4	5
1	Расширение технологических возможностей оборудования	А.С.№927416 За 1982 г. А.С. №804244 за 1981 г. А.С. №1827332 за 1990 г.	Фрезерная головка	
2	Сокращение вспомогательного времени	А.С. №971587 за 1982 г. А.С. №523767 за 1976 г. А.С. №1423302 за 1988 г.	Универсальная шпиндельная головка Устройство для установки тяжелых фрез на шпиндель с оправкой Приспособление к портально-фрезерному станку Безазорный привод для перемещения рабочих органов Портально-фрезерный станок с конвейерной подачей заготовок в зону резания. Устройство для перемещения узла станка.	Автоколебания
3	Повышение точности рабочих перемещений			
4	Автоматизация подачи и закрепления заготовок			
5	Устройство для увеличения срока службы станка	А.С. №423580 за 1947 г. Ст-я Журнал «Станки		

Тенденции развития данного вида техники				
№ п/п	Основные тенденции развития данного вида техники и направления поиска ведущих организаций (фирм)	Источники информации, подтверждающие тенденции и направления поиска (в том числе номера охранных документов)	Средства реализации тенденций	
			В объектах ведущих организаций (фирм)	В объекте разработки
1	2	3	4	5
6	Повышение точности рабочих перемещений	Статья Журнал «Станки и инструменты» №7 1976 г. Ст-я Журнал «Станки и инструменты» №11 1987 г.	столов тяжелых продольно-фрезерных станков Влияние геометрических погрешностей направляющих на равномерность движения столов тяжелых продольно-фрезерных станков. Виброустойчивость тяжелых продольно-фрезерных станков Устройство для разгрузки горизонтальных направляющих подвижного узла	
7	Повышение точности обработки заготовки	Ст-я Журнал «Станки и инструменты» №12 1987 г. А.С. №204096 за 27.12.1967 г.		
8	Сокращение вспомогательного времени			

Ведущие в данном виде техники организации(фирмы).				
№ п/п	Наименование организации (фирмы) с указанием страны.	Лучшие промышленно освоенные объекты техники (наименование, условное обозначение, год выпуска , освоение технологии или постановки на производство продукции).	Научно-технический задел (номер охранного документа, относящегося к совершенствованию данного объекта, наименование опытного образца, проекта).	Технологическая сущность новых решений и ожидаемое улучшение показателей объекта.
1 2		3	4	5
1	Ульяновский завод тяжелых и универсальных станков.	6620, 6640, 6610		
2	Краматорский завод тяжелых станков им. В.Я. Чубаря	6662, 6682		
3	Ульяновский ГСКБ ФС			

Патенты – аналоги.						
№ п/п	Наименование фирмы-патентного- владельца.	Наименование технического решения (изобретения).	Номер первичной заявки.	Дата приоритета.	Дата выдачи.	Номера выданных патентов по странам выдачи и дате их публикации.
1	2	3	4	5	6	7

Патентная документация, отобранная для последующего анализа.					
№ п.п.	Предмет поиска.	Страна выдачи, вид и номер охранного документа. Классификационный индекс.	Заявитель с указанием страны, номер заявки, дата приоритета, конвенционный приоритет, дата публикации.	Сущность заявляемого технического решения и цели его создания (по описанию изобретения или опубл. заяв.).	Сведения о действии охр. документа или причина аннулирования.
1	2	3	4	5	6

Научно-техническая документация,
отобранная для последующего анализа

Наименование источника информации	Авторы	Год, место и орган издания (утверждения, депонирования источника).
1. Фрезерная головка	И.Л. Дощевский А.Г. Непряхин	18.05.1982 МКЛ В23С7/00 №927416
2. Универсальная шпиндельная головка	А.Г. Павин В.П. Зеленцов	15.02.1981 МКЛ В23С/7/00 №804244
3. Устройство для установки тяжелых фрез на шпиндель	А.П.Сафроненко Е.И. Хватов	15.07.1993 МКЛ В23С9/00 №1827332
4. Приспособление к портально-фрезерному станку	Г.И. Ларичев А.И.Селезнев	07.11.1982 МКЛ В23С1/02 №971587
5. Безззорный привод для перемещения рабочих органов станка	М.П. Ким	28.10.1976 МКЛ В23С9/00 №523767
6. Портально-фрезерный станок	О.В. Иванушкин Т.Я. Логинова	15.09.1988 МКЛ В23С1/00 №1423302
7. Устройство для перемещения узла станка	В.К. Володажский Ю.Н. Калекин	15.04.74 МКЛ В23С9/00 №423580
8. Устройство для разгрузки горизонтальных направляющих подвижного узла	А.Г. Непрохин Ф.М. Ховен А.Н. Быховский	27.12.1967 МПК В23С9/00 №204096
9. Виброустойчивость Тяжелых продольно-фрезерных станков	Ю.В. Кирилин	
10. Автоколебания столов тяжелых продольно-фрезерных станков	Ю.А. Агафонов	Журнал «Станки и инструменты» №12, 1987 г. Журнал «Станки и инструменты» №7, 1976 г.
11. Устройство для разгрузки нескольких вертикально перемещающихся узлов станка	Ю.М. Калужский А.И. Борисов	05.05.1974 МКЛ В23b47/26 №414057

Перечень патентной документации и научно технической литературы, известных из ссылок или сигнальных источников, но не обнаруженных в процессе поиска.			
№ п/п	Предмет поиска.	Наименование сигнального или ссылочного источника, содержащего сведения об искомой документации с приведением выходных библиографических данных.	Вид искомой документации (патент, книга, журнал, каталог, проспект) с указанием выходных библиографических данных.
1	2	3	4

Вывод о выполнении регламента поиска:

На основе проведённого анализа, основными направлениями усовершенствования станка являются:

- расширение технологических возможностей оборудования за счёт расширения диапазона регулирования привода главного движения и подач
- совершенствование конструкций основных узлов оборудования
- применение нового типа привода, повышение точности позиционного регулирования и плавности перемещения стола.
- применение устройств для разгрузки вертикальных и горизонтальных перемещений стола.

Поэтому для дальнейшей проработки в данной работе выбрано:

1. Расширение технологических возможностей оборудования за счёт расширения диапазона регулирования главного привода подачи.
2. Применение безззорного привода для повышения плавности и равномерности перемещения.
3. Повышение виброустойчивости
4. Применение устройств для разгрузки вертикальных узлов станка.

Практическая работа №2

ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ В ПРИВОДАХ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ПОДАЧ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

1. Цель работы

Изучить вопросы выбора электродвигателя в приводах главного движения, подачи и вспомогательных перемещений в зависимости от условий работы

2. Теоретические положения

2.1. Выбор двигателя привода главного движения

С точки зрения технологического использования станка желательно, чтобы его привод главного движения позволял устанавливать любую по величине скорость резания, необходимую по технологическому процессу обработки конкретных деталей. Поэтому целесообразно привод станка выполнять с бесступенчатым регулированием скорости. Однако в реальных условиях производства для части станочного оборудования экономически более выгодно использовать привод со ступенчатым регулированием скорости. Например, в единичном производстве (ремонтные работы) режимы обработки назначаются станочником и зависят в основном от его квалификации, что не всегда совпадает с научно обоснованными режимами резания. В этих условиях снижается требование к точной настройке привода главного движения на необходимую скорость. Поэтому в настоящее время в приводах главного движения широко применяется как бесступенчатое, так и ступенчатое регулирование скорости. Однако следует отметить, что развитие и совершенствование электроприводов бесступенчатого регулирования скорости открывает широкую перспективу их использования в приводах станков (особенно с автоматическим циклом работы).

Для приводов со ступенчатым регулированием широко применяются асинхронные одно-, двух- и трёхскоростные электродви-

гатели. Подавляющее большинство этих приводов выполнены с однокоростными асинхронными двигателями.

Промышленностью выпускается единая серия 4А асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором мощностью 0,06–400 кВт. Двигатели предназначены для работы от сети переменного тока частотой 50 Гц и номинальным напряжением:

электродвигатели мощностью 0,06–0,37 кВт выпускаются на напряжение 220/380 В;

электродвигатели 0,55–110 кВт – на напряжение 220/380 и 380/660 В;

электродвигатели 132 – 400 кВт – на напряжение 380/660 В.

Двигатели могут эксплуатироваться при отклонениях напряжения сети в пределах $-5 - +10\%$ и отклонении частоты $\pm 2,5\%$ от номинального значения. В серии 4А предусмотрены три исполнения электродвигателей по степени защиты (ГОСТ 17494–72):

IP23 – защищённое исполнение (для двигателей с высотой оси вращения 160–335 мм). Предусматривает защиту от возможности соприкосновения пальцев человека с токоведущими и движущимися частями внутри электродвигателя, от попадания внутрь электродвигателя посторонних тел диаметром не менее 12,5 мм. В электродвигатель не должны попадать капли дождя под углом не более 60° к вертикали;

IP44 – закрытое исполнение (для двигателей с высотой оси вращения 50–335 мм). Предусматривает защиту, исключающую попадание внутрь электродвигателя посторонних тел размерами не менее 1 мм и попадание брызг любого направления;

IP54 – пылезащищённое исполнение (для двигателей специализированных исполнений; с повышенным пусковым моментом; с повышенным скольжением и т. д.).

И два варианта охлаждения:

ICO1 – двигатель со степенью защиты IP23 с самовентиляцией, вентилятор (лопатки ротора) расположен на валу электродвигателя;

ICO 141 – двигатель со степенью защиты IP44 или IP54, обдуваемый наружным вентилятором, расположенным на валу электродвигателя.

Двигатели серии 4А с короткозамкнутым ротором имеют различные конструктивные исполнения по способу монтажа. Каждый способ монтажа охватывает определенный диапазон высот оси

вращения и степени защиты.

Условное обозначение конструктивного исполнения по способу монтажа состоит из букв IM (International Mounting) и набора цифр:

– первая цифра отображает условное обозначение группы конструктивного исполнения электродвигателя:

1 – двигатели на лапах, с подшипниковыми щитами;

2 – двигатели на лапах, с подшипниковыми щитами, с фланцем на одном подшипниковом щите (или на обоих щитах);

3 – двигатели без лап, с подшипниковыми щитами, с фланцем на одном подшипниковом щите;

4 – двигатели без лап, с фланцем на станине;

5 – двигатели встраиваемого исполнения не имеют корпуса и выпускаются в виде сердечника статора с обмоткой и ротора без вала;

– вторая и третья цифра обозначают способ монтажа:

00 – крепление электромотора на лапах с горизонтальным расположением оси вращения ротора, монтажная поверхность лап располагается ниже оси вращения;

01 – крепление электродвигателя на лапах с вертикальным расположением оси вращения ротора, выходной конец вала выходит вниз и т. д.

– четвертая цифра – условное цифровое обозначение конца вала;

0 – без конца вала;

1 – с одним цилиндрическим концом вала;

2 – с двумя цилиндрическими концами вала.

Одним из основных размеров электродвигателей серии 4А принята высота оси вращения ротора над монтажной поверхностью лап. Этот размер входит в условное обозначение типоразмеров электродвигателей этой серии.

Пример. Условное обозначение электродвигателя с высотой оси вращения ротора 200 мм – 4АН200МЧУЗ.

Установлена следующая структура обозначения типоразмера асинхронных электродвигателей серии 4А:

4 А Н А 200. М В 4 У. 3

№1 №2 №3 №4 №5 №6 №7 №8 №9 №10

Позиция № 1 – порядковый номер серии: 4;

позиция № 2 – асинхронный электродвигатель: А;

позиция № 3 – исполнение электродвигателя по степени защиты: Н – исполнение по степени защиты ТР23, отсутствие данного знака – IP44;

позиция № 4 – исполнение двигателя по материалу станины и щита: А – станина и щиты алюминиевые, Х – любое сочетание алюминия и чугуна, отсутствие буквы – станина и щиты стальные или чугунные;

позиция № 5 – две или три цифры указывают высоту оси вращения ротора относительно монтажной поверхности лап электродвигателя, мм;

позиция № 6 – условная длина станины по МЭК (Международной электротехнической комиссии): S – короткая длина станины, М – средняя, L – длинная;

позиция № 7 – условная длина сердечника статора: А – первая длина, В – вторая длина, отсутствие буквы означает одинаковую длину в установочном размере;

позиция № 8 – число полюсов статора: 2, 4, 6, 8, 10 и 12;

позиция № 9 – климатическое исполнение: У – для умеренного климата, Т – для тропического, ХЛ – для холодного климата;

позиция №10 – категория мест размещения. Согласно ГОСТ 15150-69, установлены следующие категории мест размещения электродвигателей при эксплуатации:

1 – на открытом воздухе, где они подвергаются прямому воздействию атмосферных осадков, солнечной радиации, ветра и т. д.;

2 – помещения, в которых отсутствует прямое воздействие осадков и радиации (навесы, тенты, палатки и др.);

3 – закрытые неотапливаемые помещения, где колебания температуры и влажности воздуха несущественно отличаются от колебаний на открытом воздухе. Влияние радиации, пыли, песка значительно меньше;

4 – помещения с искусственно регулируемыми климатическими условиями, с отсутствием прямого воздействия атмосферных осадков, солнечной радиации или песка (производственные помещения);

5 – помещения с повышенной влажностью (например, неотапливаемые и невентилируемые подземные помещения, подвалы, шахты и др.).

Технические характеристики асинхронных односкоростных электродвигателей серии 4А приведены в приложении Б, их прин-

ципиальная конструкция и основные исполнительные размеры – в приложении В [1].

На базе электродвигателей основного исполнения (закрытых обдуваемых) были созданы двигатели специализированных исполнений (двигатели с повышенным пусковым моментом 4АР, двигатели с повышенным скольжением 4АС, многоскоростные двигатели, двигатели с фазным ротором 4АК и 4АНК, двигатели со встроенным электромагнитным тормозом, частотно-регулируемые двигатели 4АГ1 и 4АШ, малошумные двигатели и др. и модификаций). Перечисленные модификации широко используются в оборудовании промышленных предприятий машиностроения. В приводах главного движения металлорежущих станков на ряду с односкоростными наибольшее распространение получили многоскоростные (прил. Г), а также частотно-регулируемые асинхронные двигатели [1].

Специально для станкостроительной промышленности разработаны электродвигатели модификаций 4АП и 4АШ с бесступенчатым регулированием частоты вращения ротора за счет изменения частоты питаемого переменного тока (частотное регулирование). Двигатели 4АП предназначены для регулирования частот вращения в диапазоне 1:5 вниз от номинальной (номинальная частота питающего переменного тока 50 Гц) и 2:1 вверх относительно номинальной частоты. Двигатели 4АШ рассчитаны на номинальную частоту питаемого переменного тока 100 Гц и имеют диапазон регулирования 1:5 вниз и 1,5:1 или 2:1 (в зависимости от типоразмера) вверх от номинальной частоты.

Для высокоскоростных шпинделей внутришлифовальных, координатно-шлифовальных и других станков электротехническая промышленность выпускает специальные высокоскоростные электродвигатели и электрошпиндели с номинальной частотой вращения 12–200 тысяч об/мин.

Электродвигатели постоянного тока в приводах главного движения металлорежущих станков применяют при необходимости бесступенчатого регулирования скорости, хотя их технико-экономические показатели значительно уступают асинхронным двигателям переменного тока (при одинаковой мощности они значительно тяжелее асинхронных, КПД у них ниже, их стоимость и стоимость эксплуатации значительно выше и др.).

В приводах главного движения металлорежущих станков используют электродвигатели постоянного тока серии 2П (прил. Д, Е) и 4П (прил. Ж, И) [1].

Принято следующее условное обозначение двигателей постоянного тока: серия 2П-2ПБ100МГУ4, серия 4П-4ПО100ЫГУ4.

Двигатели серии 4П допускают регулирование частоты вращения вала вниз от номинальной в диапазоне 1:1000 за счёт снижения напряжения на зажимах якоря и тока до 50 % и вверх от номинальной до максимальной (прил. Е) уменьшением тока возбуждения (ослаблением поля статора). Двигатели рассчитаны на срок службы 12 лет при наработке 30 тысяч часов, срок службы щёток – 2000 часов, гарантийный срок – 2 года с начала эксплуатации.

Условия эксплуатации электродвигателей установлены климатическим исполнением и категорией размещения, указанными в их условном обозначении. Двигатели могут эксплуатироваться при температуре 1–40 °С, на высоте над уровнем моря до 1000 м при относительной влажности окружающего воздуха 80 %.

Условное обозначение двигателей постоянного тока серий
2П-2ПБ100МГУ4 и 4П-4ПО100ЫГУ4

2_ПБ 100 МГУ 4 4 ПО 100 L 1 ГУ 4

Г – С тахогенератором

L – Условная длина корпуса (А, В, S, L, М)

2,4 – Серия

П – Машина постоянного тока

Б, О – Исполнение по роду защиты и охлаждения:

Н – защищённое с самовентиляцией; 1Р23;

Ф – защищённое с независимой вентиляцией от постороннего вентилятора; 1Р23;

Б – закрытое с естественным охлаждением; 1Р44;

О – закрытое с обдувом от постороннего вентилятора; 1Р44

100 – Высота оси вращения

Условная длина сердечника якоря

М – первая длина L – вторая длина

У,4 – Климатическое исполнение и категория размещения

Для электродвигателей определены следующие режимы работы:

– продолжительный режим (S1), при котором двигатель работает при постоянной нагрузке длительное время;

– кратковременный режим (S2) с длительностью периода неизменной номинальной нагрузки 10, 30, 60 и 90 минут – режим работы, чередующийся с отключениями, во время которых электродвигатель охлаждается до температуры окружающей среды;

– повторно-кратковременный режим (S3) с продолжительностью включения (ПВ) 15, 25, 40 и 60 % (базовый цикл – 10 минут);

– повторно-кратковременный режим с частыми пусками (S4) с ПВ 15, 25, 40 и 60%;

– повторно-кратковременный режим с частыми пусками и электрическим торможением (S5) с ПВ 15, 25, 40 и 60 %;

– перемеживающийся режим (S6) с продолжительностью нагрузки (ПН) 15, 25, 40 и 60 %, при котором работа с номинальной нагрузкой чередуется с работой при холостом ходе;

– перемеживающийся режим с частыми реверсами при электрическом торможении (S7);

– перемеживающийся режим с двумя или более частотами вращения (S8).

Существующая практика выбора нерегулируемого асинхронного электродвигателя привода главного движения по максимальной мощности, требуемой для обработки детали на одной из технологических операций, приводит к увеличению массы станка и снижению его энергетических показателей. Кроме того, неоправданно возрастают затраты электротехнической стали и проводниковых материалов, увеличиваются капиталовложения потребителя для изменения коэффициента мощности. Выбор двигателя с заниженной мощностью приводит к недоиспользованию возможностей станка и сокращению срока службы двигателей. Выбирать двигатель рекомендуется с учетом режима его работы в приводе.

Циклы работы двигателей приводов главного движения станков весьма разнообразны, но с некоторым приближением все они могут быть приведены к одному из стандартных режимов S1, S3, S8. Двигателем привода главного движения в кратковременном режиме S2 практически не работают.

Продолжительный режим работы двигателя S1 характерен для тяжелых токарных, шлифовальных, деревообрабатывающих и зубообрабатывающих станков. В этом случае двигатель выбирают по известной мощности резания:

$$P_H \geq \frac{P_P}{\eta_{\text{к.ц.}}} \quad (1)$$

где P_H – номинальная мощность электродвигателя, кВт;

P_P – мощность резания, кВт;

$\eta_{\text{к.ц.}}$ – КПД кинематической цепи привода.

В повторно-кратковременном режиме S3 работают, как правило, двигатели приводов отрезных станков, автоматов и полуавтоматов. Для них целесообразно применять специальные двигатели 4АС с повышенным скольжением, номинальным режимом работы для которых является повторно-кратковременный при ПВ = 40 %.

Значения мощности двигателей серии 4АС при продолжительности включения 15, 25, 40, 60 и 100 % даны в каталоге [4].

Если расчетная продолжительность включения совпадает с указанной в каталоге, то, вычислив необходимую мощность двигателя по формуле (1), выбирают двигатель по каталогу. Если расчетная продолжительность включения отличается от стандартного значения, то мощность, которую может реализовать электродвигатель, определяют, исходя из того, что потери мощности в двигателе должны быть такими же, как и при стандартном значении ПВ [6].

Без учета постоянных потерь мощности формула для пересчета имеет вид

$$P_\varepsilon = P_{\text{ст.}i} \sqrt{\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon}} \quad (2)$$

где P_ε – мощность, которую может развивать двигатель при фактической продолжительности включения ε , кВт;

ε – фактическая продолжительность включения в данном цикле:

$$\varepsilon = \frac{t_P}{t_P + t_O}$$

где t_P и t_O – время работы и паузы в цикле, с;

$P_{\text{ст.}i}$ – номинальная мощность двигателя при соответствующем стандартном ПВ, кВт;

ε_i – стандартная продолжительность включения.

При ПВ = 25 % $\varepsilon_i = 0,25$; при ПВ = 40 % $\varepsilon_i = 0,4$ и т. д.

При пересчете мощности значение ε_i следует выбирать ближайшим к фактической ε .

Для работы в повторно-кратковременном режиме с частыми пусками и торможениями или реверсами S4 и S5 могут быть использованы как обычные двигатели, так и двигатели с повышенным скольжением.

Двигатель выбирают по предельно допустимому числу пусков в час при наличии статического момента сопротивления и дополнительной массы [3].

Допустимое число h пусков двигателя в час определяется по формуле

$$h = h_0 \frac{K_m \cdot K_p}{F_i} (1 - \varepsilon) \quad (3)$$

где h_0 – условно допустимое число пусков двигателя в час при отсутствии статической и динамической нагрузок; выбирается по каталогу [4];

K_m – коэффициент, зависящий от отношения m_c статического момента сопротивления M_c к номинальному моменту M_H двигателя (рис. 1);

$$m_c = \frac{M_c}{M_H};$$

K_p – отношение суммарных потерь двигателя при номинальной мощности, соответствующей длительному режиму, к суммарным потерям при мощности, соответствующей повторно-кратковременному режиму:

$$K_p = \frac{P_H (1 - \eta)}{P_\varepsilon (1 - \eta_\varepsilon)}$$

η – КПД двигателя при номинальной мощности;

η_ε – КПД двигателя при мощности, соответствующей повторно-кратковременному режиму;

F_i – коэффициент инерции:

$$F_i = \frac{J_P + J_M}{J_P}$$

J_P – момент инерции ротора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

J_M – приведенный к валу двигателя момент инерции (маховая масса) механизма главного привода, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

Двигатель выбирают из условия:

$$t_{\text{ц}} \geq \frac{3600}{h} \quad (4)$$

где $t_{\text{ц}}$ – длительность заданного для станка цикла, с.

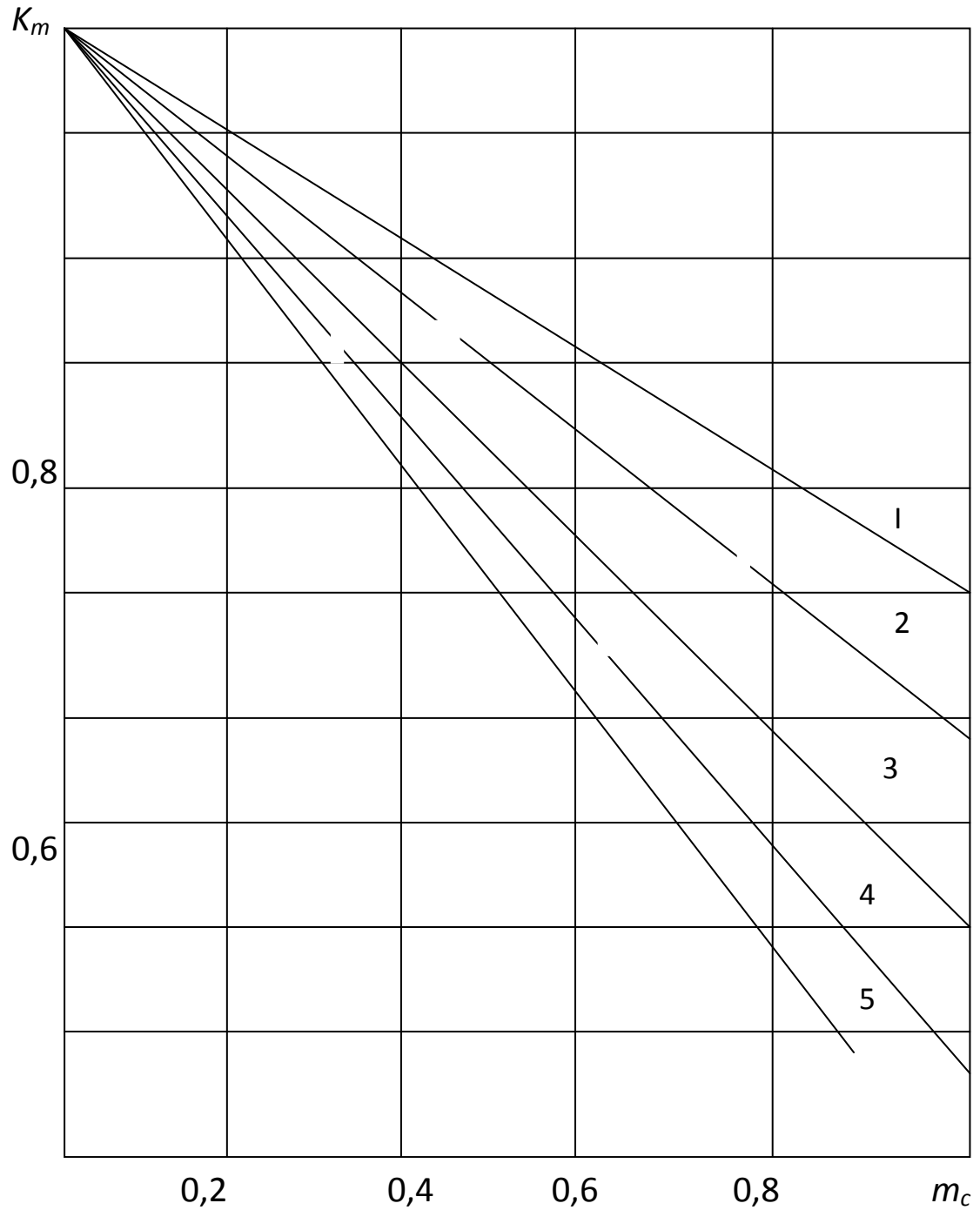


Рис. 1. Зависимость коэффициента K_m от статического момента
 для двигателей серии 4АС (1), 4А50 + 132 (2),
 4А100 + 250 (3), 4А18С (4), 4А315 + 355 (5)

Если в цикле работы двигатель пускается и тормозится противовключением, то полученное значение h следует разделить на 4. Аналогично определяется допустимое число реверсов, так как можно считать, что по потерям пуск и торможение двигателя равны одному реверсу.

Для тех случаев, когда задано время разгона и торможения шпинделя станка выбранный двигатель необходимо проверять по этим параметрам.

Время разгона (пуска) t_{Π} двигателя с дополнительной маховой массой составит:

$$t_{\Pi} = (J_P + J_M) \frac{0,105 n_H}{M_{n.c.p} - M_C} c \quad (5)$$

где n_H – номинальная частота вращения двигателя, об/мин;

$M_{n.c.p}$ – средний пусковой момент, Н·м;

$$M_{n.c.p} = M_H \frac{m_k + m_n}{2}$$

M_H – номинальный момент двигателя, Н·м;

$$M_H = \frac{P_n 10^3}{0,105 n_H}$$

m_n, m_k – каталожные значения отношений пускового и максимального моментов к номинальному:

$$m_n = M_n : M_H; \quad m_k = M_k : M_H.$$

Время торможения t_T двигателя с дополнительной маховой массой определяется по формуле

$$t_T = (J_P + J_M) \frac{0,105 n_H}{M_T + M_C} c \quad (6)$$

где M_T – средний момент торможения, Н·м: $M_T \approx M_n$.

Время реверсирования шпинделя

$$t_{\text{рев}} = t_n + t_r.$$

Если время переходных процессов велико, то следует выбрать более мощный двигатель.

Перебегающие режимы работы двигателей S6–S8 наиболее часто встречаются в циклах работы станков различных групп. Большинство циклов работы привода главного движения может

быть приведено к этим режимам. Повторно-кратковременные режимы S4 и S5 также рассматривать как частный случай перемежающегося режима. При продолжительной переменной нагрузке двигатель предварительно выбирают по перегрузочной способности, исходя из наибольшей заданной мощности.

$$P_H = \frac{P_{max}}{\lambda} \quad (7)$$

где P_{max} – максимальная нагрузка для данного привода, кВт;

λ – коэффициент перегрузки: $\lambda = 0,72 m_k$; при предварительном выборе можно принимать $\lambda = 1,5$.

Двигатель, выбранный по перегрузочной способности, проверяют на нагрев, используя метод средних потерь:

$$\Delta P_H \geq \Delta P_{cp} \quad (8)$$

где ΔP_H – номинальная величина потерь мощности в двигателе при работе с номинальной нагрузкой в продолжительном режиме;

$$\Delta P_H = P_H \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (8a)$$

где ΔP_{cp} – средняя величина потерь мощности за цикл, кВт;

$$\Delta P_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^m \Delta P_i t_i}{t_{ц}} \quad (9)$$

где ΔP_i – потери мощности на i -м интервале цикла нагрузки, кВт;

t_i – продолжительность i -го интервала цикла, с;

m – число интервалов в цикле.

Потери в двигателе при любой нагрузке P_i будут равны

$$\Delta P_i = P_i \left(\frac{1}{\eta_i} - 1 \right) \quad (10)$$

где η_i – КПД двигателя, соответствующий мощности P_i ; определяется по каталогу [3].

Если $\Delta P_{cp} > \Delta P_H$, то двигатель будет перегреваться. Поэтому берут двигатель следующий по каталогу номинальной мощности и повторяют весь расчет, пока не будет выполнено условие (8).

По методу средних потерь можно выбирать двигатели и для повторно-кратковременных режимов S4–S5. При этом, учитывая, что отключенный двигатель охлаждается значительно хуже, в рас-

четные формулы вводится экспериментальный коэффициент ухудшения охлаждения β_0 . Для двигателей серии 4АН с синхронной частотой вращения 1500 об/мин и номинальной мощностью 1–100 кВт, $\beta_0 = 0,5–0,2$, для обдуваемых двигателей серии 4А – $\beta_0 = 0,45–0,3$ [4] (меньшее значение соответствует большей мощности).

При пуске и торможении частота вращения двигателя меняется от 0 до максимальной, что также снижает эффективность охлаждения. Это снижение можно учесть, введя коэффициент

$$\beta_1 = \frac{1 + \beta_0}{2}. \quad (11)$$

С учетом коэффициентов β_0 и β_1 формула для расчета средних потерь мощности за цикл при повторно-кратковременном режиме будет

$$\Delta P_{\text{ср}} = \frac{\Delta A_n + \sum_{i=1}^m \Delta P_i t_i + \Delta A_T}{\beta_1 t_n + \sum t_i + \beta_1 t_T + \beta_0 t_0} \quad (12)$$

где $\Delta A_n, \Delta A_T$ – потери энергии в двигателе при пуске и торможении, кДж;

$$\Delta A_n = (J_p + J_M) \frac{(0,105 n_H)^2 M_{n.\text{ср.}}}{M_{n.\text{ср.}} + M_c} 10^{-3} \quad (13)$$

$$\Delta A_T = 3(J_p + J_M) \frac{(0,105 n_H)^2 M_T}{M_T + M_c} 10^{-3}. \quad (14)$$

Потери энергии в двигателе при реверсировании составят

$$\Delta A_{\text{рев}} = \Delta A_n + \Delta A_T. \quad (15)$$

2.2. Выбор двигателя для приводов подач и вспомогательных перемещений.

В случае, если двигатель приводов подачи или вспомогательных перемещений работают в одном из режимов S1, S3–S8, то их выбирают также, как и двигатели привода главного движения. Однако при этом следует учитывать, что рабочий орган станка (суппорт, поперечина и т. п.) перемещается поступательно. Поэтому статические и динамические нагрузки на двигатель должны быть пересчитаны по соответствующим формулам.

Для типовой схемы механизма привода подачи или вспомогательных перемещений (рис. 2) формулы приведения имеют следующий вид:

$$J_M' = J_1 + \frac{J_2}{i^2} + \frac{Q}{i^2} \left(\frac{S}{2\pi} \right)^2 \quad (16)$$

где J_M' – приведенный к валу двигателя момент инерции механизма привода подачи, кг·м²;

J_1 – момент инерции элементов передачи, закрепленных на валу двигателя, кг·м²;

J_2 – суммарный момент инерции вала II с ходовым винтом, кг·м²;

i – передаточное отношение редуктора, при отсутствии редуктора $i = 1$;

Q – масса рабочего органа станка вместе с деталью, кг;

S – шаг винта, м.

$$M_C' = M_{xx} + \left(\frac{S}{2\pi} \right) \frac{F_{Tp}}{\eta_P \eta_B i} \quad (17)$$

где M_C' – приведенный к валу двигателя суммарный статический момент сопротивления сил трения, Н·м;

M_{xx} – момент холостого хода редуктора и пары винт-гайка, Н·м;

F_{Tp} – сила трения в направляющих рабочего органа станка, Н;

η_P, η_B – КПД редуктора и пары винт-гайка соответственно.

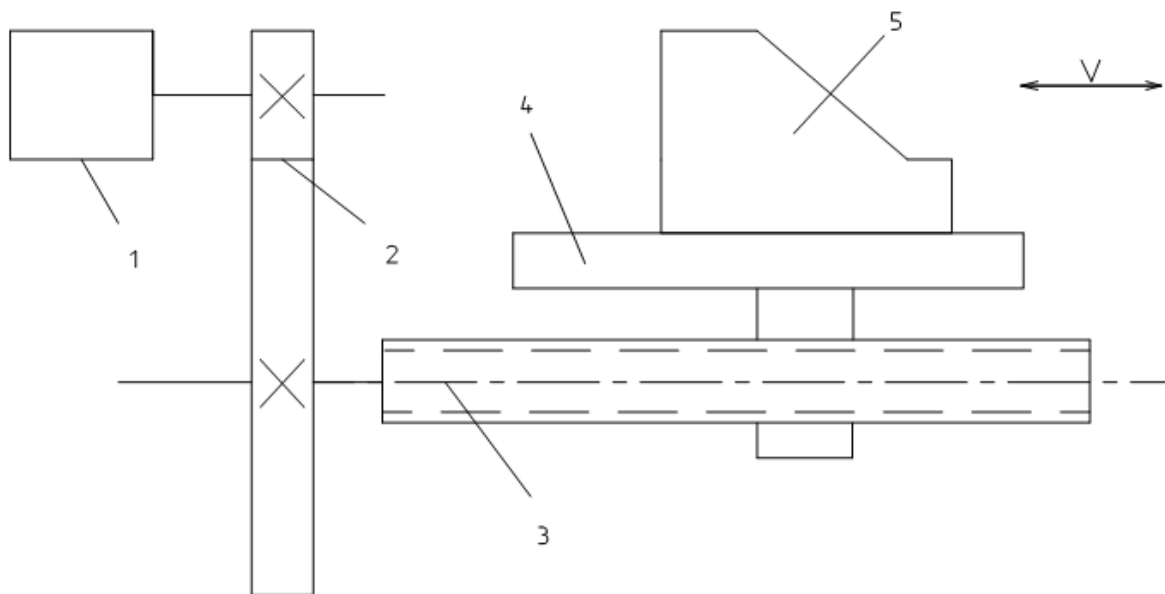


Рис. 2. Типовая схема механизма привода подачи или вспомогательных перемещений: 1 – двигатель, 2 – редуктор (зубчатая или ременная передачи), 3 – винтовая передача; 4 – рабочий орган станка; 5 – деталь

При выборе двигателя привода подачи в качестве нагрузки рассматривается и усилие резания. Суммарный приведенный момент сил трения и усилия резания равен:

$$M_{\Sigma} = M_C' + \left(\frac{S}{2\pi} \right) \frac{F_p}{\eta_P \eta_B i} \quad (18)$$

где F_p – сила сопротивления на рабочем органе, возникающая от составляющей силы резания, Н.

При использовании в приводе подачи вместо пары винт-гайка передачи зубчатое колесо – рейка также можно пользоваться формулами приведения (16) – (18) с учетом того, что условный радиус приведения пары винт-гайка ($S/2\pi$) должен быть заменен на радиус делительной окружности зубчатого колеса, зацепленного с рейкой.

Кратковременный режим S2 характерен для приводов вспомогательных перемещений (ускоренного перемещения суппортов, поперечин, бабок, приводы замка и т. п.). Длительность работы двигателя в таких приводах невелика, и он не успевает нагреться до допустимого предела.

Выбор двигателя в этом случае определяется условиями пуска (трогания рабочего станка) с учетом колебаний напряжения сети

$$0,72 m_M M_H > M_C' \quad (19)$$

где m_M – отношение минимального момента M_{min} двигателя к номинальному M_H , значение выбирается по каталогу [3].

3. ПРИМЕРЫ ВЫБОРА ДВИГАТЕЛЕЙ

3.1. Пример 1. Выбрать для привода главного движения станка, работающего по заданному циклу. Синхронная частота вращения двигателя 1500 об/мин. Степень защиты – IP44.

Параметры цикла:

1. Разгон шпинделя осуществляется включением двигателя при статическом моменте сопротивления $M_C = 0,5$ Н·м и дополнительной маховой массе $J_M = 0,03$ кг·м².

2. Работа при мощности на валу двигателя $P = 2,5$ кВт в течение $t_p = 105$ с.

3. Отключение двигателя. Пауза 45 с. Торможение шпинделя с помощью отдельного фрикционного тормоза.

Порядок выбора:

Определяем фактическую продолжительность включения двигателя:

$$\varepsilon = \frac{105}{105 + 45} = 0,7.$$

Поскольку двигатель будет включаться всего 24 раза в час, можно не учитывать пусковые потери мощности и принять повторно-кратковременный режим S3. Для этого режима рекомендуется двигатель с повышенным скольжением.

По каталогу [4] выбираем двигатель с ближайшей стандартной ПВ: это двигатель 4ACI00S4, развивающий мощность $P_{0,6} = 2,8$ кВт; $\varepsilon = 0,7$:

$$P_{0,7} = 2,8 \sqrt{\frac{0,6}{0,7}} = 2,59 \text{ кВт.}$$

Следовательно, для заданного цикла двигатель 4ACI00S4 выбран правильно.

3.2. Пример 2. Выбрать двигатель для привода главного движения станка, работающего в повторно-кратковременном режиме. Синхронная частота вращения двигателя 1500 об/мин. Степень защиты IP44.

Параметры цикла:

1. Разгон шпинделя включением двигателя при статическом моменте сопротивления $M_C = 8 \text{ Н·м}$ и дополнительной маховой массе $J_M = 0,03 \text{ кг·м}^2$.

2. Работа при мощности на валу двигателя $P = 2,7 \text{ кВт}$ в течении 12 с.

3. Торможение шпинделя противовключением при тех же условиях, что и разгон.

4. Пауза в течении 8 с.

Порядок выбора:

1. Поскольку пуск и торможение двигателя происходят весьма часто (~ 180 пусков в час), то потери энергии в переходных процессах будут оказывать значительное влияние на нагрев двигателя.

По каталогу [3] выбираем ближайший по мощности двигатель 4AI00 с $P_H = 3,0 \text{ кВт}$ и проверяем его по формуле (3).

Число h_0 пусков двигателя в час равно 6500 [4].

По графику, приведенному на рис. 1, находим K_m . При $m_c = 8$: $19,9 = 0,4 \quad K_m = 0,76$.

Затем вычисляем K_p :

$$K_p = \frac{P_H(1 - \eta)}{P_{\varepsilon}(1 - \eta_{\varepsilon})} = \frac{3(1 - 0,82)}{2,7(1 - 0,825)} = 1,14.$$

Рассчитываем коэффициент инерции:

$$F_i = \frac{J_P + J_M}{J_P} = \frac{0,0067 + 0,03}{0,0067} = 4,45.$$

Фактическая продолжительность включения составит

$$\varepsilon = \frac{12}{12 + 8} = 0,6.$$

Поскольку торможение двигателя осуществляется противовключением, допустимое число пусков делим на 4.

Подставим полученные значения в формулу (3):

$$h = \frac{6500}{4} \cdot \frac{0,76 \cdot 1,14}{4,45} (1 - 0,6) = 126,55$$

$$\frac{3600}{126,55} = 28,45 > 17.$$

Двигатель выбран неправильно, так как $t_{ц} > \frac{3600}{h}$

2. Рассмотрим следующий двигатель 4AI00LA с $P_H = 4,0$ кВт. Проверяем его аналогично первому по допустимому числу пусков в час: по каталогу [3] $h = 6500$.

$$K_m = 0,81 \text{ (при } m_c = \frac{8}{26,6} = 0,33)$$

$$K_p = 4(1 - 0,84) : 267(1 - 0,85) = 1,58$$

$$F_i = \frac{0,011 + 0,03}{0,011} = 3,73$$

$$\varepsilon = 0,6$$

$$h = \frac{6500}{4} \cdot \frac{0,81 \cdot 1,58}{3,73} (1 - 0,6) = 223,02;$$

$$\frac{3600}{223} = 16,14 < t_{ц}$$

Двигатель выбран правильно, так как выдержано условие $t_{ц} > \frac{3600}{h}$.

3.3. Пример 3. Выбрать двигатель для привода главного движения станка, работающего по заданному циклу. Синхронная частота вращения двигателя – 1500 об/мин. Степень защиты IP44.

Обработка в одном цикле ведется в два прохода (черновой и чистовой), поэтому пуск и торможение происходят при разных приведенных моментах и сопротивлениях. Для переключения частоты вращения частоты вращения перед чистовым проходом требуется останов шпинделя.

Параметры цикла:

1. Разгон шпинделя включением двигателя при статическом моменте сопротивления $M_{C1} = 10$ Н·м и дополнительной маховой массе $J_{M1} = 0,025$ кг·м².

2. Работа при мощности на валу двигателя $P_1 = 10,5$ кВт в течении $t_1 = 53$ с.

3. Торможение шпинделя противовключением при тех же

условиях, что и разгон (см п. 1).

4. Пауза на переключение подачи – 3 с.

5. Разгон шпинделя при статическом моменте сопротивления $M_{C2} = 18 \text{ Н·м}$ и дополнительной маховой массе $J_{M2} = 0,1 \text{ кг·м}^2$.

6. Работа при мощности на валу двигателя $P_2 = 6 \text{ кВт}$ в течении $t_2 = 44 \text{ с}$.

7. Торможение шпинделя противовключением при тех же условиях, что и разгон (см п. 5).

8. Пауза на загрузку новой детали – 30 с.

Порядок выбора:

Предварительно выберем двигатель по перегрузочной способности (7)

$$P_H = \frac{10,5}{1,5} = 7 \text{ кВт.}$$

По каталогу [3] выбираем ближайший по мощности двигатель 4AI32S4 с $P_H = 7,5 \text{ кВт}$. Проверяем этот двигатель по методу средних потерь. По формулам (8а) и (10) определим ΔP_H и ΔP_K :

$$\Delta P_H = 7,5 \left(\frac{1}{0,875} - 1 \right) = 1,071 \text{ кВт,}$$

$$\Delta P_1 = 10,5 \left(\frac{1}{0,85} - 1 \right) = 1,853 \text{ кВт,}$$

$$\Delta P_2 = 6 \left(\frac{1}{0,875} - 1 \right) = 0,857 \text{ кВт.}$$

Определив даже без учета потерь в переходных процессах

$$\Delta P_{\text{ср}} = \frac{1,853 \cdot 53 + 0,854 \cdot 44}{53 + 44} = 1,4 \text{ кВт.}$$

Видим, что $\Delta P_{\text{ср}} > \Delta P_H$. Следовательно, этот двигатель не проходит по нагреву.

2. Выбираем двигатель 4AI32M4 с $P_H = 11 \text{ кВт}$. Проверяем этот двигатель по тому же методу:

$$\Delta P_H = 11 \left(\frac{1}{0,875} - 1 \right) = 1,571 \text{ кВт,}$$

$$\Delta P_1 = 10,5 \left(\frac{1}{0,875} - 1 \right) = 1,5 \text{ кВт},$$

$$\Delta P_2 = 6 \left(\frac{1}{0,86} - 1 \right) = 0,977 \text{ кВт}.$$

Затем определяем t_{II} и t_1 по формулам (5) и (6):

$$t_{II1} = (0,04 + 0,025) \frac{0,105 \cdot 1460}{186,5 - 10} = 0,06 \text{ с},$$

$$t_{T1} = 0,065 \frac{0,105 \cdot 1460}{157,9 + 10} = 0,06 \text{ с},$$

$$t_{II2} = (0,04 + 0,1) \frac{0,105 \cdot 1460}{186,5 - 18} = 0,13 \text{ с},$$

$$t_{T2} = 0,14 \frac{0,105 \cdot 1460}{157,9 + 18} = 0,12 \text{ с}.$$

По формулам (13) и (14) рассчитаем потери энергии в двигателе ΔA_{II} и ΔA_T :

$$\Delta A_{II1} = (0,04 + 0,025) \frac{(0,105 \cdot 1460)^2 \cdot 186,6}{186,6 - 10} 10^{-3} = 1,614 \text{ кДж},$$

$$\Delta A_{T1} = 3 \cdot 0,065 \frac{(0,105 \cdot 1460)^2 \cdot 186,6}{157,9 + 10} 10^{-3} = 4,31 \text{ кДж},$$

$$\Delta A_{II2} = (0,04 + 0,1) \frac{(0,105 \cdot 1460)^2 \cdot 186,6}{186,6 - 18} 10^{-3} = 3,641 \text{ кДж},$$

$$\Delta A_{T2} = 3 \cdot 0,14 \frac{(0,105 \cdot 1460)^2 \cdot 186,6}{157,9 + 18} 10^{-3} = 8,86 \text{ кДж}.$$

Средние потери за цикл вычислим по формуле (12):

$$\Delta P_{\text{ср.}} = \frac{1,614 + 3,641 + 53 \cdot 1,5 + 44 \cdot 0,977 + 4,31 + 8,86}{0,7(0,06 + 0,06 + 0,13 + 0,12) + 53 + 44 + 0,4(3 + 30)} = 1,276 \text{ кВт}$$

Двигатель выбран правильно, поскольку $\Delta P_{\text{ср.}} < \Delta P_H$.

3.4. Пример 4. Выбрать двигатель для привода главного движения станка, работающего по заданному циклу. Синхронная

частота вращения двигателя – 1500 об/мин. Степень защиты IP44.

Разгон и торможение шпинделя осуществляется с помощью управляемых фрикционных муфт в коробке передач. Двигатель в процессе работы включен постоянно. При разгоне шпинделя двигатель нагружен вращающим моментом пусковой фрикционной муфты. Затем подводится инструмент, и вал двигателя нагружается мощностью холостого хода шпинделя. После обработки, когда двигатель нагружен силами резания, шпиндель отключается и тормозится тормозной фрикционной муфтой. Двигатель в это время работает практически вхолостую, так как нагружен лишь остаточным моментом пусковой муфты.

Параметры цикла:

1. Разгон шпинделя при вращающем моменте муфты $M_\phi = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$, моменте инерции кинематической цепи шпинделя $J_M = 0,025 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и моменте сопротивления $M_C = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$

2. Работа при мощности на валу двигателя $P_1 = 3,1 \text{ кВт}$ в течение $t_1 = 2 \text{ с}$.

3. Работа при мощности на валу двигателя $P_2 = 17,5 \text{ кВт}$ в течение $t_2 = 12 \text{ с}$.

4. Работа на холостом ходу двигателя ($P_3 = 0 \text{ кВт}$) в течение $t_3 = 6 \text{ с}$.

Порядок выбора:

1. Предварительно выберем двигатель по перегрузочной способности (7):

$$P_H = \frac{17,5}{1,5} = 11,7 \text{ кВт}.$$

2. По каталогу [3] выбираем ближайший по мощности двигатель 4AI60S4 с $P_H = 15 \text{ кВт}$. Проверяем этот двигатель по методу средних потерь. По формулам (8а) и (10) определим ΔP_i и ΔP_H :

$$\Delta P_H = 15 \left(\frac{1}{0,89} - 1 \right) = 1,854 \text{ кВт}.$$

Поскольку $P_1 = 3,1 \text{ кВт}$, что составляет менее 25 % P_H , то можно принимать потери при этой нагрузке равными потерям при нагрузке 25 %:

$$\Delta P_1 = 3,75 \left(\frac{1}{0,86} - 1 \right) = 0,6 \text{ кВт},$$

$$\Delta P_2 = 17,5 \left(\frac{1}{0,875} - 1 \right) = 2,5 \text{ кВт}.$$

Мощность холостого хода двигателя с некоторым запасом можно принимать равной $0,9\Delta P_{0,25}$:

$$\Delta P_3 = \Delta P_{xx} = 0,6 \cdot 0,9 = 0,54 \text{ кВт}.$$

Рассчитаем потери в двигателе во время разгона шпинделя. Полагаем, что шпиндель разгоняется вращающим моментом муфты до номинальной частоты вращения $n_H = 1465$ об/мин, а двигатель все это время нагружен моментом пусковой муфты $M_\Phi = 150$ Н·м.

Время разгона шпинделя

$$t_P = J_M \frac{0,105}{M_\Phi - M_c} = 0,0625 \frac{0,105 \cdot 1465}{150 - 20} = 0,074 \text{ с}.$$

Нагрузка на двигатель составляет $\sim 150\%$, т. е. КПД при этом будет $\approx 0,86$. Мощность потерь в двигателе при разгоне равна:

$$\Delta P_p = 150 \cdot 0,105 \cdot 1465 \left(\frac{1}{0,86} - 1 \right) = 3,76 \text{ кВт}.$$

Тогда потери в двигателе при разгоне шпинделя составят

$$\Delta A_P = \Delta P_P t_P = 3,76 \cdot 0,074 = 0,287 \text{ кДж}.$$

Определим средние потери за цикл по формуле (12):

$$\Delta P_{\text{ср}} = \frac{0,287 + 0,6 \cdot 2 + 2,5 \cdot 12 + 0,54 \cdot 6}{0,74 + 2 + 12 + 6} = 1,73 \text{ кВт}.$$

Двигатель выбран правильно, поскольку $\Delta P_{\text{ср}} < \Delta P_H$.

Выбранный двигатель необходимо проверить на возможность его остановки при нагружении моментом пусковой муфты, т. е. должно выполняться условие $M_K > M_\Phi$.

$$M_K = M_H m_K = \frac{15 \cdot 10^3}{0,105 \cdot 1465} \cdot 2,3 = 224 \text{ Н·м}.$$

Условие выполняется.

Если $M_K < M_\Phi$, то потери в двигателе в процессе разгона резко возрастут. Необходимо либо выбрать более мощный двигатель, либо более точно определить потери в двигателе во время разгона, пользуясь методикой, описанной в работе [2].

Пример 5. Выбрать двигатель для привода перемещений суппорта станка, работающего по заданному циклу. Привод используется для быстрого перемещения суппорта в исходное для обработки положение. Двигатель включается, разгоняя суппорт до установившейся скорости, перемещает его в нужную позицию и отключается.

Параметры привода:

Синхронная частота вращения двигателя 1000 об/мин. Степень защиты IP44. Двигатель соединяется непосредственно с ходовым винтом станка, т. е. $i = 1$, $\eta_p = 1$. Момент инерции ходового винта с муфтой $J_2 = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $M_{xx} = 2 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Шаг винта $S = 0,02 \text{ м}$. КПД пары винт-гайка $\eta_B = 0,7$. Масса суппорта $Q = 200 \text{ кг}$. Сила трения в направляющих суппорта $F_{Tp} = 360 \text{ Н}$.

Параметры цикла:

1. Разгон суппорта до установившейся скорости, осуществляемый пуском двигателя, должен длиться не более 1 с.
2. Движение суппорта в течении 12 с.
3. Отключение двигателя. Пауза 12–15 мин.

Порядок выбора:

Поскольку время паузы во много раз превышает время работы двигателя, то при выборе определяющими являются условия пуска (трогания) суппорта.

Определяем по формуле (17) суммарный статический момент сопротивления

$$M_C' = 2 + \frac{0,02}{2} \cdot \frac{360}{0,7} = 3,64 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По каталогу выбираем двигатель 4A71A6 с $M_H = 3,87 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и $m_M = 1,8$. При этом условие (19) выполняется: $0,72 \cdot 3,87 \cdot 1,8 = 5,02$.

Проверяем выбранный двигатель по времени разгона суппорта.

По формуле (16) рассчитаем приведенный к валу двигателя момент инерции механизма привода:

$$J_M' = 0,04 + 200 \left(\frac{0,02^2}{2} \right) = 0,042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Средний пусковой момент двигателя

$$M_{нф} = 3,67 \frac{2,0 + 2,2}{2} = 8,13 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Время пуска двигателя с нагрузкой определим по формуле (5)

$$t_P = (0,0017 + 0,042) \frac{0,105 \cdot 910}{8,13 - 3,64} = 0,93 \text{ с.}$$

Таким образом, двигатель 4А71А6 отвечает требованиям заданного цикла.

4. Порядок выполнения работы

- 4.1. Ознакомиться с условиями и режимами работы электродвигателей приводов главного движения и подач.
- 4.2. Провести выбор электродвигателя по заданному циклу.
- 4.3. Оформить отчет.

5. Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- название темы, цель и задачи работы;
- краткое описание условий и режимов работы электродвигателей приводов главного движения и подач;
- привести пример выбора электродвигателя по заданному циклу.

8. Контрольные вопросы

1. Условия и режимы работы электродвигателей приводов главного движения и подач.

9. Содержание самостоятельной работы, используя литературу

- 7.1. Изучить общие принципы выбора электродвигателей [7].
- 7.2. Подготовиться к защите занятия.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Расчет и проектирование металлорежущих станков: учеб. пособие для вузов / А. М. Гаврилин, Ю. П. Мельков, А. В. Катунин, В. И. Сотников, Н. Н. Самойлов, Г. А. Михайлов, А. А. Жирков. – Орел: Орел ГТУ, 2006. – 228 с.
2. Арапов, А. Н. Переходные процессы в многомুфтовых кинематических системах / А. Н. Арапов // Станки и инструменты. – 1970. – № 9.
3. Асинхронные двигатели серии 4А: справочник. – Москва: Энергоиздат, 1982.
- 4 Двигатели асинхронные единой серии 4А мощностью 0,06...400 кВт: каталог 01.40.22–81. – Москва: Информэлектро, 1982.
5. Харизоменов, И. В. Электрооборудование станков и автоматических линий / И. В. Харизоменов, Г. И. Харизоменов. – Москва: Машиностроение, 1977.
6. Чиликин, М. Г. Общий курс электропривода / М. Г. Чиликин, А. С. Сандлер. – Москва: Энергия, 1979.
7. Выбор нерегулируемых асинхронных электродвигателей для приводов металлообрабатывающих станков: методические рекомендации / сост. А. Н. Арапов – Москва: ЭНИМС, 1984.

Практическая работа №3

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ГЛАВНОГО ПРИВОДА СТАНКОВ С ЧПУ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучить типовые схемы построения главного привода современных станков с ЧПУ и получить практические навыки в разработке технических характеристик привода главного движения различных типов оборудования.

2. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ГЛАВНОГО ПРИВОДА СТАНКОВ С ЧПУ

Разработка конструкции главного привода станков с ЧПУ, отвечающего современным требованиям, связана с проведением большого объема кинематических, динамических и других расчетов, а в ряде случаев и экспериментальных исследований.

Многообразие конструкций привода станков с ЧПУ можно свести к нескольким укрупненным типовым схемам, что в свою очередь позволит получить для каждой из них применительно к заданному типоразмеру станка количественные оценки ряда рабочих характеристик привода в сравнительно узких интервалах значений.

3. ПОРЯДОК ВЫБОРА ПРИВОДА

3.1. По технологическому назначению и характеристике привода главного движения, приведенным в техническом задании на проектирование станка, выбирают типовую схему из табл. 1.

3.2. Для выбранной схемы привода исходя из заданных параметров привода главного движения (диаметр шпинделя, или ширина стола, наибольший диаметр фрезы, планшайбы, сверла, наибольший крутящий момент на шпинделе, диапазон регулирования с постоянной мощностью) принимают рекомендуемое число переключаемых ступеней скорости.

Примеры реализации типовых схем главного привода в нескольких десятках станков с ЧПУ наиболее распространенных мо-

делей токарной, сверлильно-расточной и фрезерной групп приведены в прил. 1–3.

Таблица 1



Типовые схемы привода

№ схе- мы	Схема	Элементы схемы				Типы станков с ЧПУ	Модель станка представи- теля	
		электро- привод	узел с пере- ключаемыми пе- редачами	соединение				конечное звено зажимные устройства
				ЭД	ШБ			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0		РЭ - регули- руемый, с двигателем постоянного или перемен- ного тока	—	Напрямую		Патрон, ин- струменталь- ный шпин- дель	Токар- ные, фре- зерные	
1		Регулируе- мый с двига- телем постое- янного тока	Двухступен- чатая пере- ключаемая ременная пе- редача	Ременная пе- редача		Патрон	Токарные	1Б20ПФ3

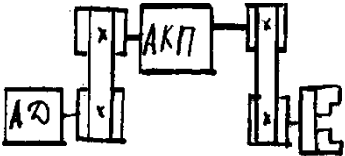
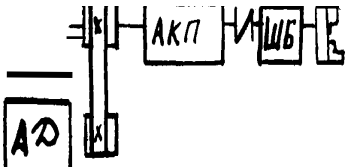
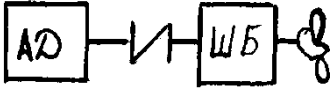
Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2		Регулируе- мый с двига- телем посто- янного тока	АР - редук- тор с автома- тическим пе- рекключением скоростей	Муф- та	Ремен- ная пе- редача	Патрон	Токарные	250КПФЗ
3		Регулируе- мый с двига- телем посто- янного тока	АР - редук- тор с автома- тическим пе- рекключением	Ре- мен- ная пере- дача	Ремен- ная пе- редача	Патрон	Токарные	1720ПФЗ
4		ДП - регули- руемый, с двигателем постоянного тока	ШБ - Шпиндель- ная бабка с встроенной коробкой скоростей	Ременная пере- дача	Ременная пере- дача	Патрон, планшайба, инструмен- тальный шпиндель	Токар- ные, фре- зерные, свер- лильные, расточ- ные	1725МФЗ 1П756ЛФ 3 ЛФ260МФ 3 21105Н7Ф 4

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
5		ДП - регули- руемый, с двигателем постоянного тока	АП	Муфта	Планшайба, с передачами (непереключаемыми)	Карусель- ные	1А512МФ3 1А525МФ3
6		ДП - регули- руемый, с двигателем постоянного тока	ШБ	Муфта	Шпиндель с устройством для зажима инструмента	Расточные, сверли- льно- фрезерно- расточные, фрезерные	2623ПМФ4 2650Ф2 ИР500МФ4 65К40ПМФ 4 6Р11МФ3

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
7		АД - нерегулируемый с асинхронным двигателем	АКП - автоматическая коробка передач (на муфтах и ШБ)	Ременная передача	Ременная передача	Патрон или шайба	Токарные станки	16Б16Т1 16К2011
8					Муфта			16К30Т1
9			ШБ	Муфта		Инструментальный шпиндель	Фрезерные	6Р13Ф3 6Д12Ф3

Основные параметры станков с ЧПУ

Модель	Наиболь- ший из- делия, $D_{обр}$ мм	Наиболь- шее сече- ние резца $h \times b$, мм	Диаметр патрона, планшай- бы, мм	Мощ- ность двигате- ля P_n , кВт	$n_{дв.мах}, n_{дв.н},$ $n_{дв.мин},$ об/мин	Диапа- зоны $R_{дв.р},$ $R_{дв.о}$	$n_{ин.мах},$ $n_{ин.р},$ $n_{ин.мин},$ об/мин	Диапа- зоны $R_{ин.р},$ $R_{ин.о}$	$M_{ин.мах},$ Н · м
Параметры токарных, токарно-винторезных, токарно-карусельных станков, токарно-револьверных и токарных многорезных полуавтоматов									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
250ИГПФЗ	250	20×20	160	7	4000 2340 690	1,8 5,8	4000 500 160	8 25	300
1П420ПФ30	200–250	25×20	200	30	2500 1000 63	2,5 40	2500 600 25	4,2 100	500
							3150 600 25	6,3 126	700
16Б16Т1	320	25×25	200	4,2/7,1	750/1500	–	2000 80 40	25 40	500
1720ПФ30	400	25×25	250	15	2800 1000 89	2,8 31,5	3150 280 25	11,2 126	500

Продолжение прил. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
16K20T1-02	400	25×25	250	11	3500 1000 240	3,5 14,6	2240 94 22,4	23,0 100	950
16K20T1	400	25×25	250	11	1460	—	2000 71 12,5	28 160	1300
1725МФ3	250	32×25	315	30	3300 1500 130	2,2 25	2000 280 25	7,1 80	900
1725РФ3	400	32×25	315	30	2500 1000 200	2,5 12,5	2500 125 25	20 100	2000
1П756ДФ3	500	32×25	400	22	3500 1500 220	2,3 16	1600 50 8	32 200	3150
16K30T1	630	32×25	400	22	1470	—	1250 40 6,3	31 198	3400
1740РФ3	630	32×25	500	37	2500 800 160	3,1 15,6	2000 80 16	25 125	4000
1A512МФ3	1250	50	пл. 1120	55	1800 600 42	3 42,8	335 14,3 1,0	23,4 335	28000

Продолжение прил. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1A516MΦ3	1600	50	пл. 1400	55	1800 600 42	3 42,8	278 11,8 0,8	23,5 347	35000
1A525MΦ3	2500	50	пл. 2500	55	1800 600 33	3 54,5	127 5,45 0,3	23,3 423	80000
1A540MΦ4	4000	63	пл. 4000	128	2461 690 123	3,5 20	52 2,9 0,52	17,9 100	240000
1K540MΦ4	4000	63	пл. 4000	128	2461 690 123	3,5 20	52 2,9 0,26	17,9; 200	240000

Модель	Рабочая поверхность стола, мм	Диаметр выдвижного шпинделя, мм	Наибольший диаметр фрезы, планшайбы, мм	Мощность двигателя P_n , кВт	$n_{дв.мах}$, $n_{дв.н}$, $n_{дв.мин}$, об/мин	Диапазоны $R_{дв.р}$, $R_{дв.о}$	$n_{шп.мах}$, $n_{шп.р}$, $n_{шп.мин}$, об/мин	Диапазоны $R_{шп.р}$, $R_{шп.о}$	$M_{шп.мах}$, Н м
Параметры сверлильно-фрезерных, координатно-сверлильных, горизонтально-расточных, сверлильно-фрезерно-расточных станков									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
255МФ2	1000×2000	—	св. 50	6	4000 1000 315	4 12,7	2000 63 20	31,7 100	710
2623ПФМ4	1120×1250	110	250	15	2350 750 47,5	3,1 49,5	1250 80 5	15,6 250	1800
2636ГФ2	1600×1800	125	250 пл. 700	19	1900 750 118	2,5 16,1	1000 40 6,3 пл. 200; 25	25 158,6. пл. 8; 50	4000 пл. 6500
2650Ф2	4200×5600	160	400 пл. 1000	30	1900 750 94	2,5 20,2	800 32 4 пл. 160; 2,5	25 200 пл. 64	9000 пл. 13000

Продолжение прил. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2Г660Ф2	5000×8100	220	800 (полый шп.) 400 (выдв. шп.)	55	2500 1000 53	2,5 47,2	500 20 1,0	25 500	23000 (полый. шп.) 10000 (выдв. шп.)
2Б675Ф2	5000×8100	220	800 (полый шп.) 400 (выдв. шп.)	55	2500 1000 49	2,5 51	500 20 1,0	25 500	21000 (полый. шп.) 15000 (выдв. шп.)
2А680Ф2	5000×8100	320	600 пл. 1500	100	2250 1000 110	2,2 20,4	250 9,4 1,0 пл. 71	26,6 250 пл. 7,6; 71	24000 пл. 60000
21104Н7Ф4	400×630	—	125	5,5 (8,5)	4000 1500 160	2,6 25,0	3000 280 30	10,7 100	165 (265)
21105Н7Ф4	500×800	—	160	13	3000 1000 120	3,0; 25,0	2500 200 25	12,5 100	500
2202ВМФ4	250×320	—	120	10,5	3000 3000 300	10	3150 500 50	6,0 63	180

Продолжение прил. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2204ВМФ4	400×500	–	160	6,3	3150 1000 235	3,1 13,4	2000 125 32	15,0 62,5	400
ИР500МФ4	500×500	–	125	14	3210 1000 109	3,2 29,4	3000 183 21,2	16,4 141,5	650–700
65К40ПМФ4	400×1000	–	200	12	4000 1000 160	4,0 25,0	2000 125 20	16 100	870
2206ВМФ4	630×800	–	200	11	3475 1500 272	2,3 12,8	2500 250 50	10 50	370
ИР800МФ4	800×800	–	160	14	3210 1000 109	3,2 29,4	3000 183 21,2	16,4 141,5	700
22912Н7Ф4	1250×1250	–	250	15	2700 400 67	6,8 40,3	3150 80 12,5	39,4 252	1700–1800
ИР1600МФ4	1600	–	315	28	3400 800 39,5	4,2 86	2000 100 5	20 400	2450

Основные параметры станков с ЧПУ

Модель	Рабочая поверхность, ширина стола, мм	Наибольший диаметр фрезы, мм	Мощность двигателя P_n , кВт	$n_{\text{дв.мах}}, n_{\text{дв.н}}, n_{\text{дв.мин}}$, об/мин	Диапазоны $R_{\text{дв.р}}, R_{\text{дв.о}}$	$n_{\text{шп.мах}}, n_{\text{шп.р}}, n_{\text{шп.мин}}$, об/мин	Диапазоны $R_{\text{шп.р}}, R_{\text{шп.о}}$	$M_{\text{шп.мах}}$, Н м
Параметры вертикально-фрезерных станков консольных и с крестовым столом, продольных фрезерно-расточных станков.								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
ЛФ260МФ3	250×630	100	8	3000 3000 250	1,0 12,0	1600 200 31,5	8 50,8	180
6Р11МФ3-1	250×1000	100	8	2500 2500 540	1,0 4,6	2500 315 63	7,9 39,7	200
6Д12Ф3	320×1250	125	5,5	1445	—	2000 80 20	25 100	530
6Д12МФ3	320×1250	125	8	3000 1000 600	3 5	3150 125 31,5	25,2 100	470

Продолжение прил. 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6P13Φ3	400×1600	125	7,5	1460	—	2000 100 40	20 50	628
66K06MΦ4	630	250	15	3500 1160 35	3 100	2000 63 10	31,7 200	1950
65A60MΦ4	630	315	20	2500 1000 80	2,5 31,2	2000 65 5	30,7 400	2550
6M610MΦ4	1000	320	30	2320 1500 300	1,5 1,7	1250 50 10	25 125	5000
6620MΦ4	2000×4000	320	30	2320 1500 300	1,5 7,7	1250 50 10	25 125	5000
66K45MΦ4	4500	400	121	2000 680 50	2,9 40	500 554 4	9,1 125	17160

Приложение 3

Конструктивные параметры привода главного движения станков с ЧПУ

Модель	Тип электропривода и двигателя	Момент инерции $J_{\partial\theta}$, кг · м ²	№ типовой схемы (см. т.1)	Механ. ступени рег.		Момент инерции, привед. к валу дв. $J_{мех.пр}$	Кратность j $J_{мех.пр} + J_{\partial\theta}$	Структурная формула $S_{ин}$	Число элементов		
				№ диапазона N_j	$n_{\partial\theta, max}$, $n_{ин. max}$ N_j				валов осей	зубьев колес	шк ивов
Токарные, токарно-винторезные, токарно-карусельные станки, токарно-револьверные и токарные многорезцовые полуавтоматы											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
250ИТПФЗ	2ПН-132МГУ4	0,037	2	I	1,0	0,12	4,2	$S_{\partial\theta}^{x(1+fx1)}$	3 /2/	4	2
				II	4,3	0,006	1,2				
1П420ПФ30	2ПН-225 Г	0,6	1	I	1,0	0,68	2,1	$S_{\partial\theta}^{x2}$	1	—	4
				II	1,8	0,30	1,5				
			2	I	0,8	2,16	4,6	$S_{\partial\theta}^{x1x2}$	3	4	2
II	2,0	0,84	2,4								
16Б16Т1	4А132М8/4У3	0,058	7	$n_{ин}=2000 \times$ 1000 500	0,73	0,39	7,7	$S_{\partial\theta}^{x2x3x3x(1+1x1)}$	6 /5/	16	4
					1,46	0,15	3,6				
					2,9	0,10	2,7				
1720ПФЭО	2ПФШ-160 Г	0,23	3	I	0,88	1,14	6,0	$S_{\partial\theta}^{x(1x1+1x2)}$	3	4	4
				II	3,8	0,64	3,8				

Продолжение прил. 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
16K20T1-02	MP132 MA /HPБ/	0,157	4	I II III	1,56 4,0 11,0	0,26 0,16 0,15	2,7 2,0 1,9	$S_{\partial\delta}^{x1x(1+1x1x1)}$	5	12	2
16K20T1	4A132M4Y 3M301	0,04	8	I II	0,73 1,8	1,83 1,32	46,7 33,0	$S_{\partial\delta}^{x3x3x(2+1xx1x1)}$ 1)	8 /7/	22	4
1725MΦ3	2ПФ-200 У4	0,3	4	I II	1,6 5,2	0,97 0,54	4,2 2,8	$S_{\partial\delta}^{x(1+1)}$	3	6	2
1725 PΦ3	2ПФШ- 200МГА /HPБ/	0,5	4	I II III IV	1,0 2,0 2,5 7,9	2,7 1,0 0,62 0,50	6,4 3,0 2,2 2,0	$S_{\partial\delta}^{x2x2}$	3	8	2
1A512MΦ3	V 3,5 Ce355-S1 /CPP/	5,1	5	I II III	5,4 15,0 41,8	38,2 5,0 0,6	8,5 2,0 1,1	$S_{\partial\delta}^{x2x2x1x1x1}$	5	11	—
1A516MΦ3	V 3,5 Ce355-S1 /CPP/	5,1	5	I II III	6,5 18,2 51,4	46,8 5,9 0,7	10,2 2,2 1,1	$S_{\partial\delta}^{x2x2x1x1x1}$	6	13	—
1A525MΦ3	V 3,5 Ce355-S1 /CPP/	5,1	5	I II III	14,2 39,6 110,8	57,5 7,4 0,9	12,2 2,4 1,2	$S_{\partial\delta}^{x2x2x1x1x1}$	6	13	—

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1A540MФ4	IGG5/284 – 0WE40- 6ПV2 /ФРГ/	5,1	5	I II	47,3 236,6	60,4 2,5	12,8 1,5	$S_{\partial\phi}^{x1x1x1x2xx1x1}$	7	15	–
1K540MФ4	IGG5/284 – 0WE40- 6ПV2 /ФРГ/	5,1	5	I II	47,3 236,6	60,4 2,5	12,8 1,5	$S_{\partial\phi}^{x1x1x1x2xx1x1}$	7	15	–
Сверлильно-фрезерные, координатно-сверлильные, горизонтально-расточные, сверлильно-фрезерно-расточные станки											
255MФ2	2ПФ- 160МГ	0,083	6	I II	2,0 16,0	0,085 0,08	1,97 1,95	$S_{\partial\phi}^{x1x1x2}$	4	9	–
2623ПМФ4	2ПФ-200 IY4	0,3	6	I II	1,3 9,4	0,45 0,03	2,5 1,1	$S_{\partial\phi}^{x1x2}$	3	6	–
2636ГФ2	П82	0,8	6	I II III пл. I II	1,9 6,0 19,0 пл. 9,5 30,0	0,86 0,13 0,02 пл. 0,3 0,04	2,07 1,16 1,02 пл. 1,4 1,05	$S_{\partial\phi}^{x1x2x2}$	4	12	–

Продолжение прил. 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2650Φ2	2ПК- 250ЛГ	1,23	6	I	2,4	1,5	2,2	$S_{ог}^{x1x2x3}$	4	16	—
				II	7,6	0,4	1,3				
				III	24,0	0,03	1,2				
				пл. I	пл.	пл. 1,2	пл. 1,2				
				II	12,0 38,0	0,13	1,1				
2Г660Φ2	П101-01	2,53	6	I	5,0	2,2	1,9	$S_{ог}^{x1x1x2x2}$	5	13	—
				II	13,0	0,4	1,1				
				III	20,0	0,5	1,2				
				IV	52,0	0,1	1,1				
2Б675Φ2	П101-01	2,58	6	I	5,0	3,4	2,3	$S_{ог}^{x1x1x1x(1x1x2x1+1x1x1x2x1)}$	10 /7/	18	—
				II	10,5	1,0	1,4				
				III	23,0	0,6	1,2				
				IV	49,0	0,5	1,2				
2А680Φ2	П101	5,05	6	I	8,8	2,5	1,5	$S_{ог}^{x1x(1+2x1x2x1)}$)	6	20	—
				II	31,7	0,8	1,2				
				III	110,3	0,4	1,1				
				пл. I	пл.	пл. 1,7	пл. 1,3				
				II	31,2 108,7	1,2	1,2				
21104Н7Φ4	2ПФ- 132ГУ4	0,046	6	I	1,3	0,01	1,3	$S_{ог}^{x1x1x2}$	4	7	—
				II	5,3	0,003	1,06				

Продолжение прил. 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
21105Н7Ф4	ВКХ70/ 400- 1500G4УА1 32МУ/ФРГ	0,084	4	I II	1,2 6,3	0,078 0,070	1,9 1,6	$S_{\partial\epsilon}^{x1+1x1}$	4 /3/	4	2
2202ВМФ4	“Кедр”2ПК- 132М	0,037	4	I II	0,95 6,0	0,07 0,05	2,9 2,4	$S_{\partial\epsilon}^{x1x2}$	4	8	2
220ВМФ4	“Кедр”2ПК- 160 У4	0,104	4	I II	1,57 7,8	0,053 0,024	1,5 1,2	$S_{\partial\epsilon}^{x1x2}$	4	6	2
ИР500МФ4	2ПФ- 180/У4	0,229	6	I II	1,1 5,2	0,07 0,003	2,3 1,0	$S_{\partial\epsilon}^{x1x2}$	3	5	—
65К4ПМФ4	2ПФШ- 160МГ	0,20	6	I II	2,0 8,0	0,08 0,04	1,4 1,2	$S_{\partial\epsilon}^{x1x(1x1+1x1x1)}$)	6 /3/	11	—
2206ВМФ4	“Кедр”2ПН- 160 МГ	0,104	4	I II	1,39 5,5	0,11 0,069	2,5 1,9	$S_{\partial\epsilon}^{x1x2}$	4	6	2
ИР800МФ4	2ПФ-180У4	0,223	6	I II	1,1 5,2	0,087 0,004	1,4 1,0	$S_{\partial\epsilon}^{x1x2}$	3	5	—
22912Н7Ф4	2ПФШ- 200ГУ4	0,62	6	I II	0,9 5,4	2,6 0,1	5,2 1,2	$S_{\partial\epsilon}^{x1x2}$	3	6	—
ИР1600МФ4	180 /ФРГ/			I II	1,7 7,9	2,12 0,13	6,2 1,3	$S_{\partial\epsilon}^{x1x2}$	4 /3/	7	—

Вертикально-фрезерные станки консольные и с крестовым столом, продольные фрезерно-расточные станки											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ЛФ260МФ3	ПБСТ-53	0,13	4	I II	1,9 7,5	0,05 0,03	1,4 1,2	$S_{\partial\theta}^{x(1+1x1)}$	3	7	2
6P11MФ3-1	ПБСТ-53	0,13	6	I II III	1,0 3,2 8,5	0,007 0,009 0,006	1,05 1,07 1,04	$S_{\partial\theta}^{x(1x1+1x2x1)}$	4 /3/	8	—
6Д12Ф3	4А112М4У 3	0,07	9	I 2000 1600 1000 II III	0,72 — — 2,29 14,4	0,37 0,2 0,1 0,07 0,03	6,28 3,85 2,42 2,0 1,4	$S_{\partial\theta}^{x1x3x3x(1+1x1))x2}$	8 /7/	24	—
6Д12МФ3	2ПФ-160 Г	0,10	6	I II III	0,95 3,0 18,7	0,22 0,14 0,02	3,2 2,4 1,2	$S_{\partial\theta}^{x1x1x1x+1x2}$	7 /6/	12	—
6P13Ф3-37	4А132 4У3	0,11	9	I 2000 1600 1000 II	0,73 — — 5,8	0,44 0,34 0,13 0,02	5,0 4,1 2,2 1,2	$S_{\partial\theta}^{x1x3x3x2xx1x1x1}$	8	24	—

Продолжение прил. 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
66KO6MΦ4	ΦАНУК-15	0,235	6	I	1,75	0,21	1,9	$S_{\partial\theta}^{x1x1x1x+1x2}$	6 /5/	12	—
				II	5,5	0,025	1,1				
				III	19,5	0,007	1,0				
65A60MΦ4	2ПФ- 200LY4	0,30	6	I	1,25	0,64	3,1	$S_{\partial\theta}^{x1x2x2}$	5 /4/	9	—
				II	3,12	0,12	1,4				
				III	6,25	0,07	1,2				
				IV	14,7	0,08	1,1				
6M610MΦ4	2ПФ-200ЛГ	0,30	6	I	1,85	0,35	2,16	$S_{\partial\theta}^{x1x2x(1+1x1)}$	5	13	—
				II	4,7	0,05	1,17				
				III	11,8	0,03	1,09				
				IV	30,8	0,015	1,05				
6620MΦ4	2ПФ-200ЛГ	0,30	6	I	1,85	0,35	2,16	$S_{\partial\theta}^{x1x2x(1+1x1)}$	5	13	—
				II	4,7	0,05	1,17				
				III	11,8	0,03	1,09				
				IV	30,8	0,015	1,05				
66K45MΦ4	1 5.284- 0 E49-6H 1	5,1	6	I	5,0	2,8	1,5	$S_{\partial\theta}^{x1x1x2x1}$	9 /5/	9	—
				II	15,6	0,68	1,1				

Набор данных, представленных для станков каждой модели, содержит не только сведения динамических, силовых и энергетических характеристиках, но и дополнительную информацию о конструктивных параметрах, кинематической структуре, числе основных элементов и другую, позволяющую оценить в первом приближении металлоемкость, шумовые характеристики, стоимость и трудоемкость изготовления привода. Поэтому данные из приложения целесообразно привлекать для выбора типовой схемы привода на стадии эскизного проектирования или модернизации выпускаемых станков и для выбора типа электропривода и системы пуска, торможения и реверса шпинделя. Сведения, приведенные в приложении, полезно также использовать для предварительной оценки рабочих характеристик привода при испытаниях и исследованиях станков тех же моделей.

4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. По техническому назначению и характеристике привода выбирают типовую схему из табл. 1, технические характеристики привода приведены в техническом задании на курсовое проектирование.

2. Для выбранной схемы из табл. 2 принимают рекомендованное число переключаемых ступеней скорости.

3. Для данной схемы с учетом числа переключаемых ступеней скорости вычерчивают кинематическую схему привода.

5. СОСТАВЛЕНИЕ ОТЧЕТА

Отчет выполняется на отдельных листах формата А4 (ГОСТ 2.105–95). В отчете должны быть приведены технические характеристики привода главного движения, выбранная структура и кинематическая схема.

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Обосновать выбор типовой схемы и рекомендуемых характеристик привода главного движения исходя из данных технического задания.

Таблица 2

Типовые схемы и рекомендуемые характеристики

Типы за- данных станков с ЧПУ	Заданные параметры			№ вы- бранной типовой схемы (по табл. 1)	Рекомендуемое число переключаемых ступеней скорости в зависимости от $R_{дв.р.}$, равного				
	Наибольший диаметр об- рабатывае- мого изделия D_{max} , мм	Наибольший крутящий мо- мент на шпин- делях $M_{шп. max}$, Н · м	Диапазон $P_{ши}$ с постоянной мощ-ностью $R_{шпр}$		1	1	2÷2,5	3÷4	5÷8
					АКП	ШБ, РП	АР, ШБ	АР, ШБ	АР, ШБ
Токар- ные	<i>До 200</i>	<i>До 200</i>	5 – 8	0	–	–	–	–	–
	200 - 400	200 - 800	8 - 16	1, 2, 3, 4	–	–	3	2	–
				7, 8	6, 12	2 – 4	–	–	–
			16-40	2, 3	–	–	–	3	2
				4	–	–	4	3	2
				7, 8	9 – 12	2 – 4	–	–	–
	320 - 1000	800 - 8000	18 - 16	4	–	–	3	2	–
				7, 8	9 – 12	2 – 4	–	–	–
			16 - 40	4, 6	–	–	4	3	2
			16 - 40	7, 8	9 – 12	2 – 4	–	–	–
Токарно- кару- сельные	1000 - 4000	>10000	16 - 40	5	–	–	4	3	–

Продолжение табл. 2

Типы заданных станков с ЧПУ	Заданные параметры				№ выбранной типовой схемы (по т.1)	Рекомендуемое число переключаемых ступеней скоростей в зависимости от $R_{\text{дв.р}}$, равного		
	Диаметр шпинделя, или ширина стола, мм	Наиб. диам. фрезы, планшайбы, сверла, мм	Наиб. крут. момент на шпинделе $M_{\text{шп.мах}}$, Н · м	Диапазон $P_{\text{шп}}$ с постоянной мощностью $R_{\text{шп.р}}$		2 ÷ 2,5	3 ÷ 4	5 ÷ 8
Координатно-сверлильный	1000	св. 50	800	16–40	6	3–4	2–3	2
Горизонтально-расточной	Ø 90–110	200–250	1000–2000			3	2–3	2
	Ø 120–200	250–400 пл. 700–1000	2000–10000			3–4	3	–
	Ø 320–220	600–800 пл. 1500	15000–60000			3–4	3	–
Сверлильно-фрезер.-раст.	250–630	100–200	150–600	8–16	4	3	2	–
Сверлильно-фрезерный	400–1600	125–315	150–2500	16–40	6	3	2–3	2

2. Провести сравнение характеристик проектируемого привода с основными параметрами привода главного движения станков данной группы.

7. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА

1. Подготовить отчет по лабораторной работе (1 час).
2. Подготовить ответы на контрольные вопросы и подготовиться к защите лабораторной работы.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Металлорежущие станки: учебник / В. Д. Ефремов, В. А. Горохов, А. Г. Схиртладзе, И. А. Коротков; под общ. ред. П. И. Ящерицина. – Старый Оскол : ТНТ, 2011. – 696 с.
2. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник в 3 т. Т. 1. Проектирование станков / А. С. Проников, О. И. Аверьянов, Ю. С. Апполонов [и др.]; под общ. ред. А. С. Проникова. – Москва : Машиностроение, 1994. – 444 с.
3. Андреев, Г. И. Электроприводы главного движения металлообрабатывающих станков с ЧПУ / Г. И. Андреев, М. А. Босинзон, А. И. Кондриков. – Москва : Машиностроение, 1980.
4. Автоматические коробки скоростей с дистанционным управлением для главного привода станков. – Москва : ЭНИМС, 1976.
5. Великовский А. Л. Динамический расчет главного привода станка на ЭВМ / А. Л. Великовский, Л. П. Бейлин // Станки и инструменты. – 1979. – № 7.

Практическая работа №4

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

1. Цель работы

Изучить методику кинематического расчета привода главного движения, приобрести практические навыки разработки кинематической схемы привода главного движения.

2. Теоретические положения

Под приводом понимают совокупность источника движения и механизмов, передающих движение исполнительным органам станка (шпинделям, суппортам, столам и др.).

Целью кинематического расчета является определение оптимального варианта последовательности переключения блоков передач и оптимальных значений передаточных отношений:

- а) частных – между отдельными парами зубчатых колес;
- б) групповых – между парами зубчатых колес в группе передач;
- в) общих – по всей кинематической цепи для каждой ступени ряда частот вращения.

Приводами со ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя оснащают автоматизированные, редко переналаживаемые станки, работающие в массовом производстве, и неавтоматизированные станки с ручным управлением. Такие приводы компактны, просты, имеют высокий КПД, долговечны. Однако они непригодны для станков с ЧПУ, так как не обеспечивают требуемую частоту вращения (регулирование частоты ступенчатое) и не позволяют организовать оптимальное регулирование скоростей резания в процессе выполнения цикла обработки. Для этих целей в станках с ЧПУ широко применяется комбинированное (ступенчато-бесступенчатое) регулирование.

2.1. Основные закономерности кинематического расчета

Частоты вращения могут располагаться по четырем известным законам, по законам арифметического, логарифмического, гармонического и геометрического рядов.

В основном числа частот вращения шпинделя и числа подач металлорежущих станков строятся по закону геометрической прогрессии. Исключением являются ряды чисел подач металлорежущих станков строгально-долбежной группы, которые строятся по арифметическому ряду.

Ряд частот вращения шпинделей и подач в металлорежущих станках по закону геометрической прогрессии имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} n_1, \\ n_3 = n_2\varphi = n_1\varphi^2, \\ \dots\dots\dots \\ n_z = n_{z-1}\varphi = n_1\varphi^{z-1}. \end{aligned} \quad (2.1)$$

Знаменатель φ геометрического ряда определяется из уравнения (2.1).

$$\varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_z}{n_1}} \text{ или } \varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_{max}}{n_{min}}}, \quad (2.2)$$

или

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R_n}, \quad (2.3)$$

где n_1 – наименьшая частота вращения ряда; n_z – наибольшая частота вращения ряда; Z – число ступеней (скоростей) ряда; R_n – диапазон регулирования частот вращения.

Число ступеней частот вращения шпинделя

$$Z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} + 1. \quad (2.4)$$

Из приведенных зависимостей следует, что геометрический ряд частот вращения шпинделя может быть построен, когда известны исходные данные: 1) n_1, φ, Z ; 2) n_1, n_z, Z ; 3) n_1, Z, R_n ; 4) n_1, φ, R_n . Стандартные знаменатели геометрического ряда: $\varphi = 1,06$ – имеет вспомогательное значение, при проектировании станков применяется редко; $\varphi = 1,12$ – при проектировании тяжелых станков, автоматов, когда требуется точная настройка на заданный режим резания; $\varphi = 1,26$ и $\varphi = 1,41$ – при проектировании универсальных токарных, сверлильных, фрезерных и других станков; $\varphi = 1,58$ и $\varphi = 1,78$ – при проектировании станков, обработка на которых не

требует точной настройки на режим резания из-за большого вспомогательного времени; $\varphi = 2$ – имеет вспомогательное значение.

Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел приведены в табл. 2.1.

Основой кинематического расчета привода является выбор наилучшей структуры привода, построение структурной сетки и графика чисел оборотов и подач и определение передаточных отношений передач по данному графику.

2.2. РАЗРАБОТКА СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ ПРОЕКТИРУЕМОГО СТАНКА

После уточнения служебного назначения станка, разработки технологических процессов обработки деталей на станке, определения числа и характера исполнительных движений приступают к построению структурной схемы станка.

Записывают движения формообразования. Построение начинают с внутренней кинематической связи, соединяя линией обозначенный инструмент и обрабатываемую деталь. Внешняя связь подводится так, чтобы основной поток мощности не проходил через органы настройки параметров движения внутренней связи. Установка органов настройки параметров исполнительных движений должна быть такой, чтобы в каждой кинематической цепи находился один орган настройки. Если в формообразующих движениях внутренняя связь отсутствует, привод главного движения и подачи осуществляется от внешней связи.

Обозначение ряда																				Точное значение чисел	Мантисса	
R40	R20	R10	$R^{\frac{20}{3}}$	R5	$R^{\frac{20}{5}}$	$R^{\frac{10}{3}}$	R40	R20	R10	$R^{\frac{20}{3}}$	R5	$R^{\frac{20}{5}}$	$R^{\frac{10}{3}}$	R40	R20	R10	$R^{\frac{20}{3}}$	R5	$R^{\frac{20}{5}}$			$R^{\frac{10}{3}}$
Значения знаменателя ряда ф							Значения знаменателя ряда φ							Значения знаменателя ряда Φ								
(1,06)	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)	(1,06)	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)	(1,06)	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)			(2)
1,00 1,06 1,12 1,18 1,25 1,32 1,40 1,50 1,60 1,70 1,80 1,90 2,00 2,12 2,24 2,36 2,50 2,65 2,80 3,00 3,15 3,35	1,00 1,12 1,25 1,40 1,60 1,80 2,00 2,24 2,50 2,80 3,15	1,00 1,25 1,60 2,00 2,50 3,15	1,00 1,40 2,80	1,00 1,60 2,50	1,00 1,80 3,15	1,00 2,00	10,0 10,6 11,2 11,8 12,5 13,2 14,0 15,0 16,0 17,0 18,0 19,0 20,0 21,2 22,4 23,6 25,0 26,5 28,0 30,0 31,5 33,5	10,0 11,2 12,5 14,0 16,0 18,0 20,0 22,4 25,0 28,0 31,5	10,0 11,2 12,5 14,0 16,0 18,0 20,0 22,4 25,0 31,5	 11,2 22,4	10,0 16,0 25,0 31,5	10,0 18,0 31,5	 16,0 31,5	100 106 112 118 125 132 140 150 160 170 180 190 200 212 224 236 250 265 280 300 315	100 112 125 140 160 180 200 224 250 280 315	100 125 200 250 315	 125 180 250 315	100 160 250 315	100 180 315	125 250 315	10 000 10 593 11 220 11 885 12 589 13 335 14 125 14 962 15 849 16 788 17 783 18 836 19 953 21 135 22 387 23 714 25 119 26 607 28 184 29 854 31 623 33 497	000 025 050 075 100 125 150 175 200 225 250 275 300 325 350 375 400 425 450 475 500 525

Продолжение табл. 2.1

Обозначение ряда																				Точное значение чисел	Матрисса	
R40	R20	R10	$R_{\frac{20}{3}}$	R5	$R_{\frac{20}{5}}$	$R_{\frac{10}{3}}$	R40	R20	R10	$R_{\frac{20}{3}}$	R5	$R_{\frac{20}{5}}$	$R_{\frac{10}{3}}$	R40	R20	R10	$R_{\frac{20}{3}}$	R5	$R_{\frac{20}{5}}$			$R_{\frac{10}{3}}$
Значения знаменателя ряда ф							Значения знаменателя ряда ф							Значения знаменателя ряда ф								
(1,06)	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)	(1,06)	1,12	1,26)	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)	(1,06)	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)		
3,55	3,55						35,5	35,5						355	355		355				35 481	550
3,75							37,5							375							37 584	575
4,00	4,00	4,00	4,00	4,00		4,00	40,0	40,0	40,0		40,0			400	400	400		400			39 811	600
4,25							42,5							425							42 170	625
4,50	4,50						45,0	45,0		45,0				450	450						44 668	650
4,75							47,5							475							47 315	675
5,00	5,00	5,00					50,0	50,0						500	500	500	500			500	50 119	700
5,30							53,0		50,0					530							53 088	725
5,60	5,60		5,60		5,60		56,0	56,0	0		56,0			560	560			560			56 234	750
6,00							60,0							600							59 566	775
6,30	6,30	6,30		6,30			63,0	63,0		63,0	63,0		63,0	630	630	630		630			66 096	800
6,70							67,0							670							66 834	825
7,10	7,10						71,0	71,0	63,0					710	710		710				70 795	850
7,50							75,0		0					750							74 989	875
8,00	8,00	8,00	8,00			8,00	80,0	80,0						800	800	800					79 433	900
8,50							85,0							850							84 140	925
9,00	9,00						90,0	90,0		90,0				900	900						89 125	950
9,50							95,0		80,0					950							94 406	975
									0					1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000		
Примечания. 1. Ряды чисел более 1000 и менее 1 получаются умножением или делением табличных данных на 1000.																						
2. Ряды со знаменателями ф, заключенными в скобки, по возможности применять только для частот вращения и подач.																						
3. Допускается составление производных рядов из нормальных путем пропуска части чисел (например, ряд 132, 190, 265, 375, 530 и т. д.).																						

Примеры структурных схем:

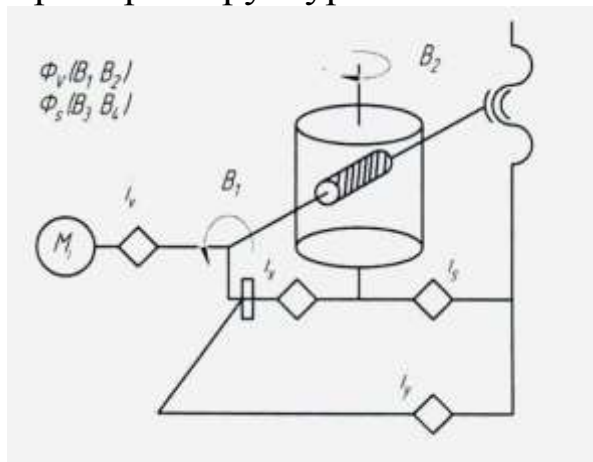


Рис. 2.1 Зубофрезерный станок

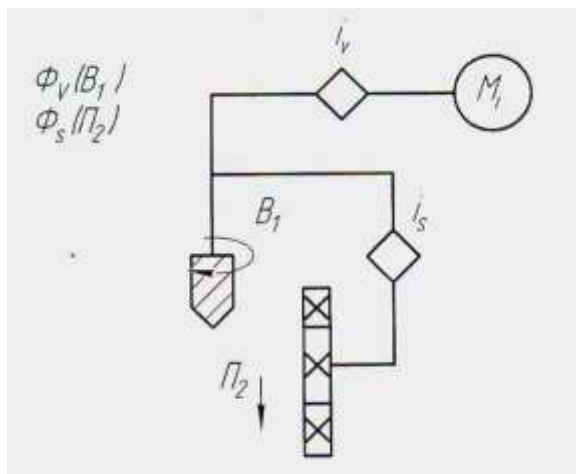


Рис. 2.2 Вертикально-сверлильный станок (координатно-расточной)

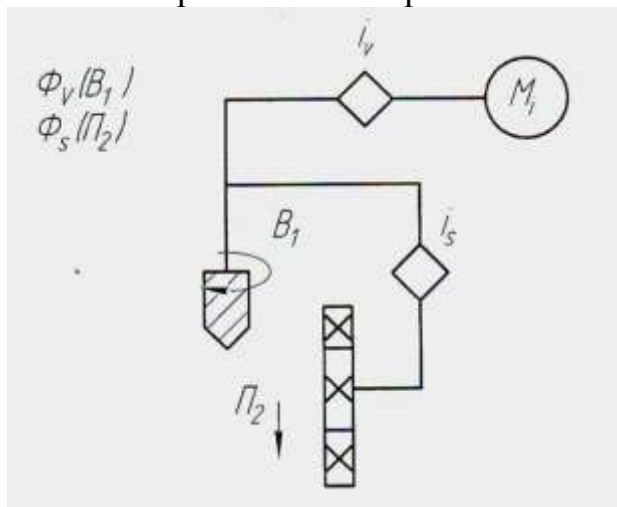


Рис. 2.3 Горизонтально-фрезерный станок

2.3 ВЫБОР СТРУКТУРЫ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Разработка конструкции главного привода станка с ЧПУ, отвечающего современным требованиям, связана с проведением большого объёма кинематических, динамических и других расчётов, а в ряде случаев и экспериментальных исследований, что затягивает срок проектирования. В связи с этим принципиальное значение получает автоматизация расчётно-проектировочных и исследовательских работ. Однако реализация автоматизированного расчёта и проектирования на практике встречает трудности технического и организационного характера, в том числе: невозможность формализовать ряд критериев выбора наилучшего варианта привода на ранней стадии проектирования.

Представляется целесообразным использовать методические рекомендации, содержащие типовые схемы построения главного привода и позволяющие заранее оценить ориентировочные значения рабочих характеристик привода, конструкцию которого только начинают разрабатывать.

При сопоставлении вариантов привода с целью выбора наилучшего предлагается по заданным параметрам (содержащихся в техническом задании или заявке на проектирование станка) в табл. 2.2 выбирать типовую схему.

Характеристика типовых схем

В табл. 2.2 приведено 10 укрупнённых типовых схем построения главного привода современных станков с ЧПУ (выпускаемых и проектируемых) для станков указанных типов.

Схема 0, по которой двигатель широкорегулируемого электропривода соединён напрямую, или выполнен в едином конструктиве со шпинделем, реализована пока ещё в узкоспециальных высокоскоростных станках, но имеет перспективу более широкого применения по мере совершенствования регулируемых приводов. В частности, главный привод, выполненный в виде специального электромеханического устройства «мотор-шпиндель», может найти применение в токарных, револьверных, фрезерных и многооперационных станках с ЧПУ небольших размеров.

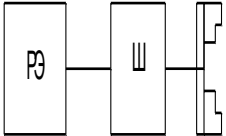
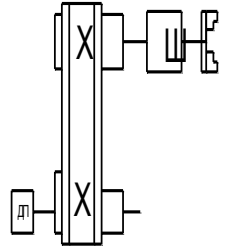
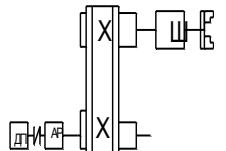
Схемы 1-6 содержат регулируемый электропривод, что обуславливает упрощение механической части главного привода. Эти

схемы закладывают в главный привод практически всех станков новых моделей токарной, сверлильно-расточной групп, а также большинства станков фрезерной группы и др.

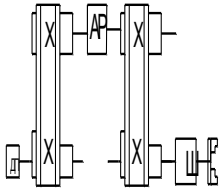
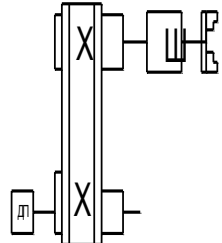
Схемы 1-3 рекомендуется применять только в токарных станках, причём небольших и средних размеров, поскольку использование ременной передачи для вращения шпинделя накладывает ограничения по эффективному крутящему моменту.

Таблица 2.2

Типовые схемы привода

№ сх ем ы	Схемы	Элементы схемы				Типы стан- ков с ЧПУ	Модель станка – представи- теля
		электропри- вод	узел с переключаемыми пере- дачами	соединение		конечное звено (зажимные устройства)	
0		РЭ – регули- руемый, с двигателем постоянного или перемен- ного тока	-	Напрямую		Патрон, ин- струмен- тальный шпиндель	Токарные, фрезерные
1		ДП – регули- руемый, с двигателем постоянного тока	Двухступенча- тая переключае- мая ременная передача	Ременная передача		Патрон	П420ПФЗ
2			АР – редуктор с автоматическим переключением скоростей	Муфта	Ременная пе- редача		250ИПФЗ

Продолжение табл. 2.2

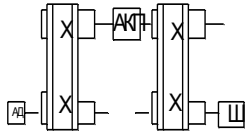
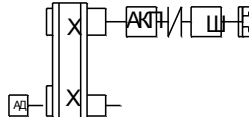

3				Ременная передача				I720ПФЗ
4		ДП – регулируемый, с двигателем постоянного тока	ШБ – шпиндельная бабка с встроенной коробкой скоростей	Ременная передача		Патрон, планшайба, инструментальный шпиндель	Токарные, фрезерные, сверлильно-расточные	I725МФЗ П756ЛФЗ ЛФ260М

Схемы 4,6 целесообразны для средних и крупных токарных станков и любых станков с ЧПУ сверлильно-расточной группы.

Для современных карусельных станков наилучший вариант главного привода – по схеме 5.

Схемы 7-9 включают в себя нерегулируемый одно- или двухступенчатый асинхронный электродвигатель и развитую механическую часть со ступенчатым переключением скоростей вращения. Эти схемы по ряду характеристик уступают схемам с регулируемым электродвигателем, но их ещё применяют для токарных и фрезерных станков с ЧПУ, выпускаемых наибольшими сериями.

Продолжение табл. 2.2

5			АП	Муфта		Планшайба с передачами (не переключаемыми)	Карусельные	IA512МФ3 IA525МФ3
6			ШБ	Муфта		Шпиндель с устройством для зажима инструмента	Расточные, сверлильно-фрезерно-расточные, фрезерные	2650Ф2 IP500МФ4 2523ПМФ4 65K4ОПФМ4 6РПМФ3
7		АД – нерегулируемый с асинхронным двигателем	АКП – автоматическая коробка передач (на муфтах) и ШБ	Ременная передача	Ременная передача	Патрон или планшайба	Токарные	I6BI6TI, I6K20TI
8					Муфта			I6K3OTI
9		АД – нерегулируемый, с синхронным двигателем	ШБ	Муфта		Инструментальный шпиндель	Фрезерные	6PI3Ф3 6DI2Ф3

2.4. Построение структурных сеток

Для построения структурной сетки прежде всего изображается исходная сетка, которая имеет:

- 1) столько горизонтальных линий, сколько валов во множительной структуре;
- 2) столько вертикальных линий, сколько частот вращения имеет шпиндель станка.

Горизонтальные линии сетки располагаются на равном расстоянии (без масштаба, на простой шкале) и обозначаются теми же знаками, что и валы на кинематической схеме множительной структуры (коробки скоростей).

Вертикальные линии сетки, обозначающие частоты вращения, также располагаются на равных расстояниях, но по логарифмической шкале. Для наглядности на шкале частот вращения записываются не $\ln n$, а абсолютные значения n .

Построение структурной сетки рассмотрим на примере:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 = 12.$$

Для облегчения построения справа от исходной сетки, в пространстве между валами, проставляем количество передач соответствующей группы P_i с характеристикой данной группы x_i (рис. 2.4).

Вал II имеет 3 частоты вращения, поэтому из полученной точки проводим 3 луча симметрично так, чтобы расстояние между их концами было равно логарифму характеристики группы, расположенной между валами I и II. Каждый луч обозначает конкретную передачу. Затем из каждой точки вала II проводим по 2 луча так, чтобы концы их отстояли друг от друга на валу III на расстоянии $3 \lg \varphi$, так как характеристика данной группы $x = 3$. На валу III получим 6 частот вращения. Параллельные лучи обозначают одни и те же передачи. Последняя переборная группа строится аналогично предыдущим.

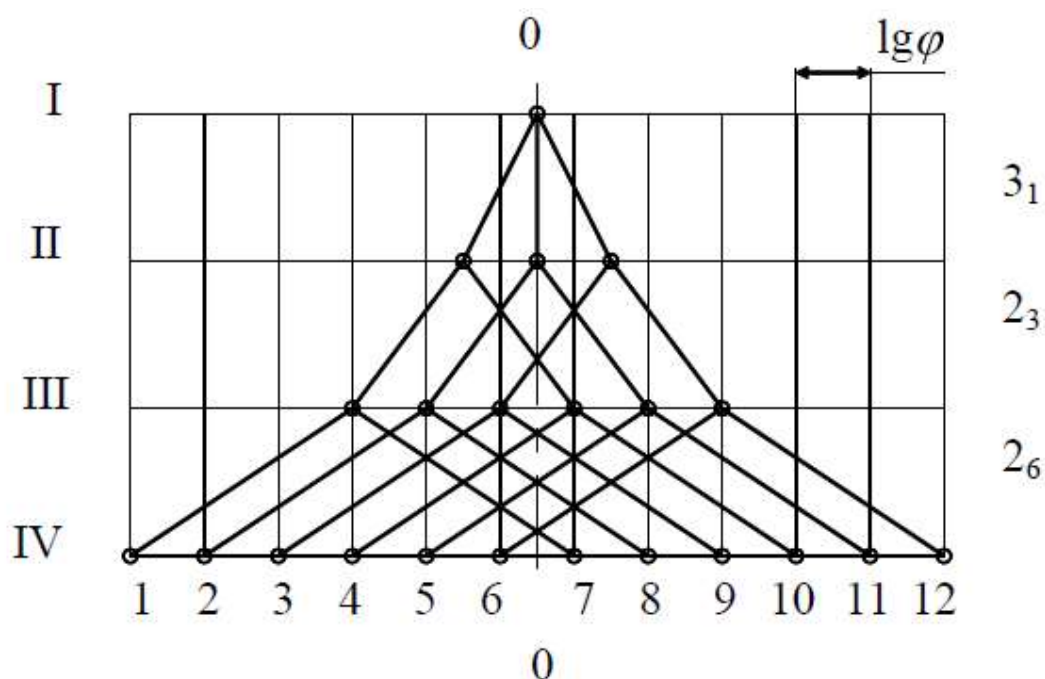


Рис. 2.4. Структурная сетка

Структурная сетка позволяет графическим путем найти наилучший вариант переключения передач, соответствующий их минимальным габаритам, а также является вспомогательным инструментом для построения графика частот вращения.

На рис. 2.5 изображена структурная сетка для множительной структуры $Z = 3_4 \cdot 2_2 \cdot 2_1$.

В представленной структуре изменен порядок переключения групп передач.

Это обстоятельство сказалось на изменении отношений передаточных отношений, причем в сторону их ухудшения.

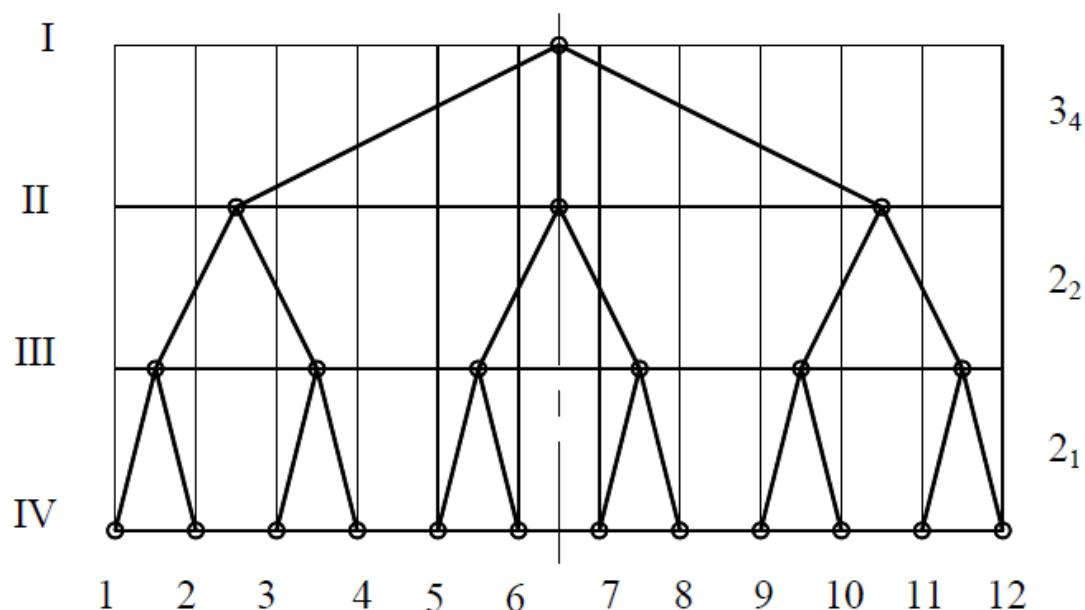


Рис. 2.5. Структурная сетка

Между I и II валами теперь располагается группа с отношением передаточных отношений $(\frac{i_{max}}{i_{min}})_{max} = \varphi^8$, в предыдущем варианте переключения $\frac{i_{max}}{i_{min}} = \varphi^2$. Габариты этой группы существенно увеличились. Реализация рассматриваемого варианта переключения привела бы к созданию коробки скоростей неприемлемых размеров. Благоприятным вариантом переключения с точки зрения габаритов передач следует считать тот, который представлен на рис. 2.4.

По структурной сетке можно определить:

1. Число частот вращения на каждом валу множительной структуры (коробки скоростей).
2. Число групп передач в структуре и порядок их конструктивного расположения.
3. Число передач в каждой группе.
4. Характеристики групп передач.
5. Диапазон регулирования передаточных отношений в каждой группе передач.

Например, в основной группе (рис. 1.4) $\lg R = 2\lg \varphi$, или $R = \varphi^2$; в первой переборной группе $\lg R = 3\lg \varphi$, или $R = \varphi^3$; во второй переборной группе $\lg R = 6\lg \varphi$, или $R = \varphi^6$.

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя определяется как расстояние между крайними точками на последнем валу коробки скоростей.

Для нашего случая $\lg R_n = 11 \lg \varphi$, или $R_n = \varphi^{11}$.

2.5. Построение графика частот вращения

График частот вращения служит для определения частных и общих передаточных отношений. Для его построения должны быть известны:

- 1) знаменатель геометрического ряда частот вращения φ ;
- 2) частоты вращения шпинделя от $n_1 = n_{\max}$ до $n_z = n_{\min}$;
- 3) частота вращения приводного электродвигателя n_3 ;
- 4) кинематическая схема коробки скоростей, включая одиночные передачи (зубчатые, ременные передачи).

В качестве примера для построения графика частоты вращения возьмем вариант (рис. 2.4) $Z = 1 \cdot 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$, добавив гибкую связь (ременную передачу) между электродвигателем и валом I.

Порядок построения графика частот вращения:

1. Строят исходную сетку графика так же, как и исходную сетку для структурной сетки, однако количество вертикальных линий может быть больше числа частот вращения шпинделя. Это необходимо, чтобы частота вращения электродвигателя располагалась в пределах исходной сетки (рис. 2.6).

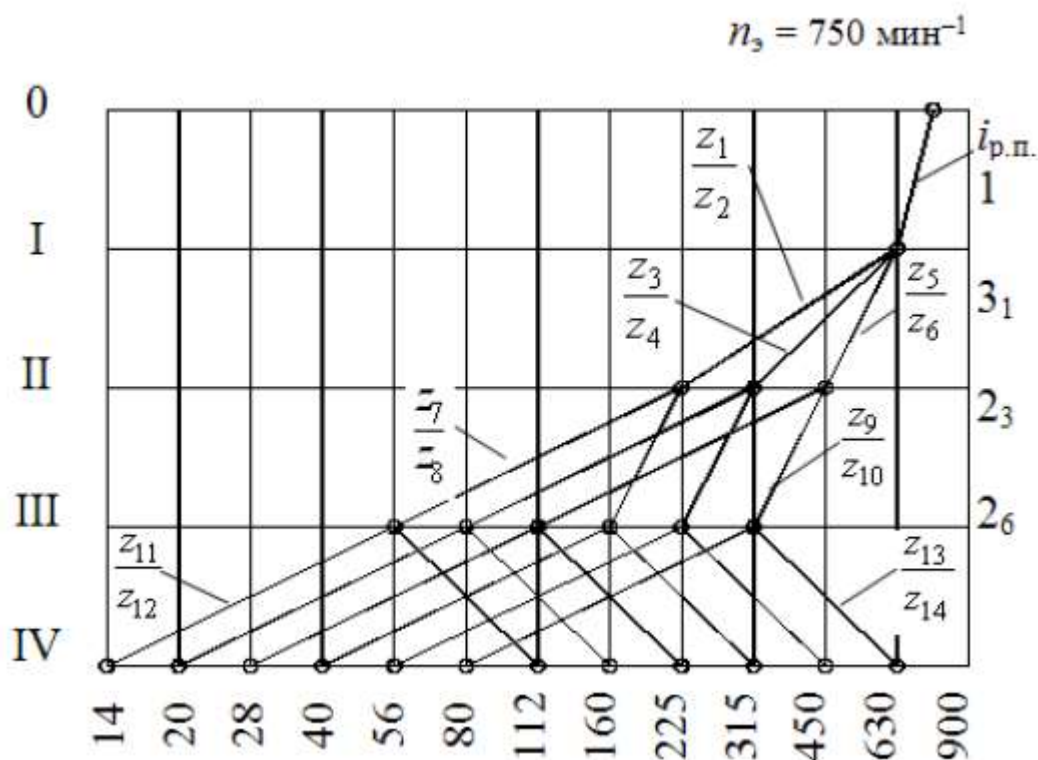


Рис. 2.6. График частот вращения

Перед валом I изображают «О» вал электродвигателя.

2. Наносят значения частот вращения на последний вал (на шпинделе) коробки скоростей, выбранные по ГОСТ 8032–56 «Предпочтительные ряды частот вращения». Допустим, в примере задано: $n_{\min} = n_1 = 14 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\max} = n_{12} = 630 \text{ мин}^{-1}$; $\varphi = 1,41$; $n_3 = 750 \text{ мин}^{-1}$.

3. На линию вала электродвигателя наносят значения частот вращения приводного электродвигателя.

4. Ременной (во фрезерных, сверлильных и др. станках зубчатой) передачей «вписывают» частоту вращения электродвигателя в ряд частот вращения шпинделя. В нашем случае это точка в пересечении вала I и частоты $n = 630 \text{ мин}^{-1}$.

5. Определяют общее минимальное передаточное отношение коробки скоростей I_{\min} , выразив его через знаменатель геометрической прогрессии φ :

$$I_{\min} = \frac{1}{\varphi^{11}}.$$

6. Общее минимальное передаточное отношение I_{min} разбивают на частные минимальные отношения i_{min} каждой группы передач, помня при этом, что $i_{min} \geq \frac{1}{4}$, а также, что частные минимальные передаточные отношения от вала I к последнему валу должны уменьшаться:

$$I_{min} = \frac{1}{\varphi^{11}} = \frac{1}{\varphi^3} \cdot \frac{1}{\varphi^4} \cdot \frac{1}{\varphi^4}.$$

На графике частот вращения частные минимальные передаточные отношения изображаются в виде лучей, проходящих через 3 и 4 клетки влево (понижающие передаточные отношения).

7. В соответствии со структурной сеткой (рис. 1.4) производят окончательное построение графика частот вращения.

8. По графику (рис. 2.6) определяют все передаточные отношения:

$$i_{p.п.} = \frac{630}{750};$$

в основной группе P_a :

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,41^3} = \frac{1}{2,82} = \frac{5}{14};$$

$$\frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,41^2} = \frac{1}{2};$$

$$\frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{\varphi^1} = \frac{1}{1,41} = \frac{5}{7};$$

в первой переборной группе P_b :

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,41^4} = \frac{1}{4};$$

$$\frac{z_9}{z_{10}} = \frac{1}{\varphi^1} = \frac{1}{1,41} = \frac{5}{7};$$

во второй переборной группе P_c :

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,41^4} = \frac{1}{4};$$

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{\varphi^2}{1} = \frac{1,41^2}{1} = \frac{2}{1}.$$

Общее максимальное передаточное отношение коробки скоростей

$$I_{max} = \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{1}{\varphi^1} \cdot \frac{1}{\varphi^1} \cdot \frac{\varphi^2}{1} = \frac{1,41^2}{1,41^2} = 1.$$

Вариант построенного графика частот вращения не является единственным с точки зрения радиальных размеров коробки скоростей. Хотя на стадии кинематического расчета невозможно найти наилучший кинематический и конструктивный вариант, но отказаться от большинства как непригодных можно, если руководствоваться следующими рекомендациями:

1. Размеры зубчатых колес и привода в целом будут минимальными, если разница в числе зубьев колес в группах будет наименьшей. Этому требованию удовлетворяет основная группа, в которой число зубьев в паре колес отличается в φ^1 раз. Поэтому целесообразно выбирать конструктивный вариант, в котором бы основная группа имела наибольшее число передач, т. е. $Pa > Pb > Pc \dots$

2. Однако в случае установки на первом валу коробки скоростей дополнительных механизмов в виде муфт реверса или тормозных устройств на нем не следует располагать более двух зубчатых колес, так как при этом существенно возрастают осевые размеры коробки (например, вместо $Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ надо принять $Z = 2_1 \cdot 3_2 \cdot 2_6$).

3. Конструктивный вариант привода должен соответствовать кинематическому, т. е. характеристики групп передач должны возрастать от первого вала к шпинделю ($X_a < X_b < X_c < \dots < X_m$).

4. Минимальные частные передаточные отношения в группах должны уменьшаться по мере приближения к шпинделю, достигая предельной величины в последней переборной группе:

$$I_{amin} > i_{bmin} > i_{cmin} \dots > i_{mmin} \geq |i_{min}|.$$

Выполнение этого условия позволяет поднять уровень минимальных частот вращения промежуточных валов в область более

высоких частот вращения, тем самым уменьшить величины передаваемых крутящих моментов, это будет способствовать уменьшению радиальных размеров валов и зубчатых колес.

Чем выше частота вращения вала n_i , тем меньше крутящий момент $M_{кр.i}$, диаметр вала (из условий прочности) и модуль зубчатых колес, расположенных на этом валу.

5. На шпинделе станка не рекомендуется устанавливать более двух зубчатых колес, так как это приводит к излишней деформации шпинделя. С этой же целью зубчатые колеса на шпинделе необходимо устанавливать ближе к его передней опоре.

6. Для уменьшения номенклатуры зубчатых колес необходимо стремиться к симметричному расположению лучей на графике частот вращения хотя бы для одной группы ($i_{min} \cdot i_{max} = 1$). Чем «симметричнее» группа, тем меньше ее размеры.

7. Необходимо избегать повышающих передач в группе, передающей вращение на шпиндель, так как в этом случае ведомое колесо нужно иметь как можно больших размеров из-за большого диаметра шпинделя, который рассчитывается не из условия прочности, а жесткости. Ведущее колесо может получиться неприемлемых размеров.

2.6. Множительные структуры с наложением частот вращения

При проектировании коробок скоростей на $Z = 16$ и более ступеней в последней переборной группе передач получаются недопустимо большие значения $(\frac{i_{max}}{i_{min}})_{max}$, при которых коробка не конструируется. Современные универсальные станки для широкого диапазона использования должны иметь развитые коробки скоростей. Например, токарно-винторезный станок модели 16K20 имеет $Z = 22$.

Для того чтобы проектируемая коробка могла осуществить заданное число (Z) ступеней, применяют метод улучшения кинематики за счет частичного совпадения (наложения) некоторой части частот вращения шпинделя.

Пусть поставлена задача спроектировать коробку на $Z = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 18$ с $\varphi = 1,41$. Даже для лучшего варианта переключения $Z = 3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_9$ в последней переборной группе $(\frac{i_{max}}{i_{min}})_{max} = \varphi^9 =$

$1,41^9 = 22,4 > 8$, что значительно больше допустимого. Однако путем искусственного уменьшения характеристик групп передач можно создать желаемую структуру, если ее разработать на число ступеней Z' , большее, чем Z , на некоторую величину наложенных ступеней ΔZ :

$$Z' = Z + \Delta Z, \text{ и тогда } Z = Z' - \Delta Z.$$

Наложение частот вращения обычно делают в последней переборной группе.

Характеристика группы, в которой происходит наложение частот вращения, рассчитывается по формуле

$$X = P_a \cdot P_b \cdot P_c \dots - \Delta Z. \quad (2.5)$$

Диапазон регулирования в этой группе

$$R = \varphi^{(P_z - 1) \cdot P_a \cdot P_b \cdot P_c \dots - \Delta Z} \leq |R|, \quad (1.6)$$

где P_z – число передач в последней переборной группе.

При разработке коробок скоростей с наложением частот вращения необходимо иметь минимальное число передач в последней переборной группе ($P_z = 2$) и стремиться к минимальному числу наложенных частот вращения.

Для нашего случая характеристика последней переборной группы $x = 3 \cdot 2 \cdot 2 - 6 = 6$, а диапазон регулирования

$$R = \varphi^{(2-1) \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 - 6} = \varphi^6 = 1,41^6 = 8 = |R|.$$

Разработанная коробка скоростей по габаритам укладывается в допустимые пределы.

Структурная сетка для структурной формулы

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 \cdot 2_6 - 6 = 18$$

показана на рис. 2.7.

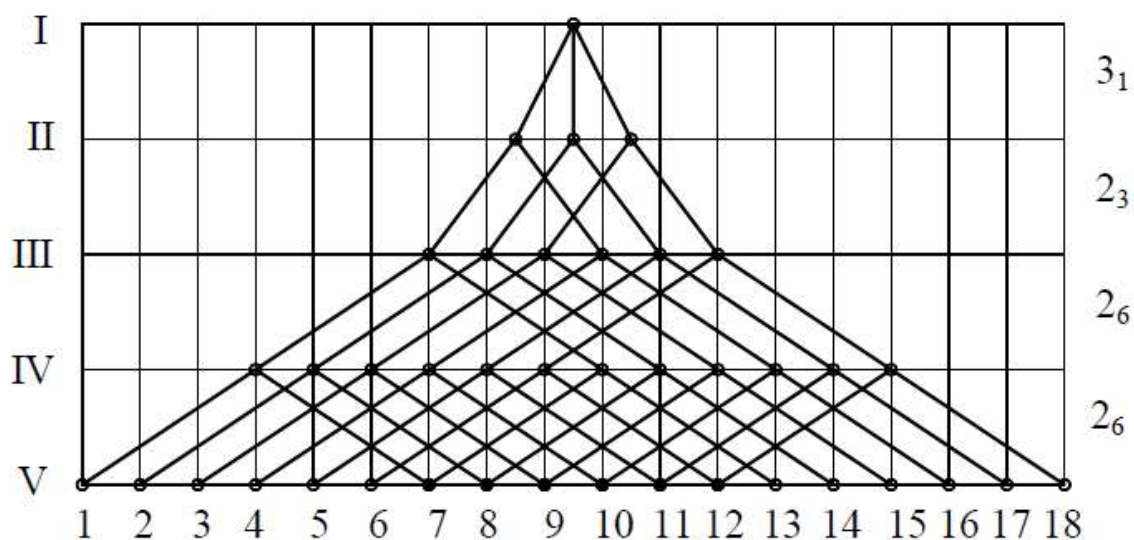


Рис. 2.7. Структурная сетка

График частот вращения строится по аналогии с графиком обычной множительной структуры.

2.7. Множительные структуры с ломаным (неравномерным) геометрическим рядом

Обследование обширного количества универсальных станков показало, что большую часть рабочего времени они эксплуатируются на средних частотах вращения шпинделя. Исходя из экономической целесообразности использования станочного оборудования в коробках скоростей стали применять ломаные геометрические ряды частот вращения, задействуя в средней части диапазона регулирования R_n малое значение знаменателя ряда φ_2 , а по краям большое значение φ_1 . При этом обязательно должно быть выполнено условие: $\varphi_1 = \varphi_2^2$.

Особенности кинематического расчета подобных структур покажем на конкретном примере.

Пусть задано: $Z = P_a \cdot P_b \cdot P_c$; $\varphi_1 = 1,58$ и $\varphi_2 = 1,26$; диапазон регулирования частот вращения шпинделя $R_n = 80$.

Определяем число ступеней коробки скоростей при меньшем $\varphi_2 = 1,26$:

$$Z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi_2} + 1 = \frac{\lg 80}{\lg 1,26} + 1 = 20.$$

Число ступеней со знаменателем ряда $\varphi_1 = 1,58$:

$$Z_1 = \frac{2 \lg |R|}{\lg \varphi_1} - 1 = \frac{2 \lg 8}{\lg 1,58} - 1 = 8,$$

где R – допускаемый диапазон регулирования передаточных отношений в группах. Характеристика последней переборной группы P_c :

$$x_{pc} = \frac{Z_1 + 1}{2} = \frac{8 + 1}{2} = 4,5.$$

Структурную формулу можно записать в таком виде:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_{4,5} = 12.$$

Построение структурных сеток и графиков частот вращения ведут при меньших значениях φ_2 , а, учитывая, что $\lg \varphi_1 = 2 \lg \varphi_2$, окончательно структурная формула будет выглядеть так:

$$Z = 3_2 \cdot 2_6 \cdot 2_9 = 12 \text{ (рис. 2.8).}$$

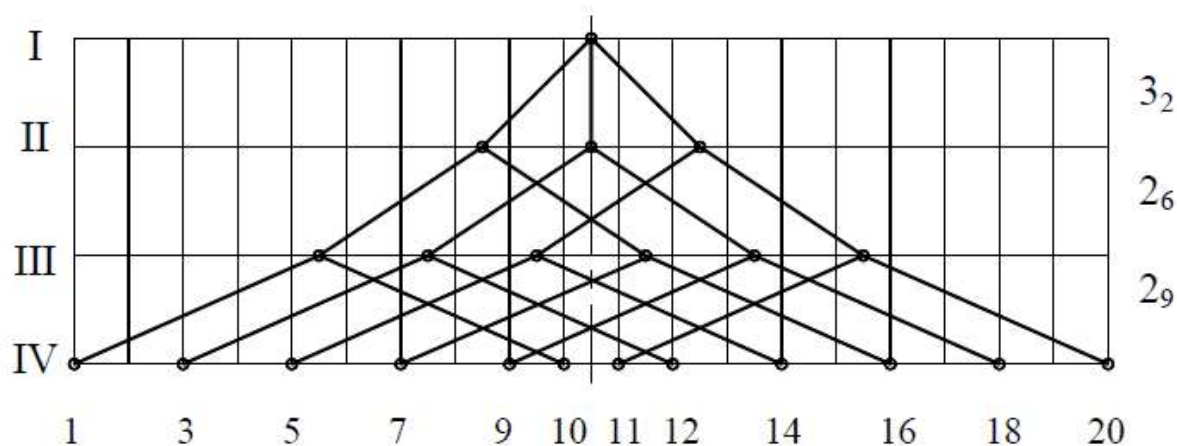


Рис. 2.8. Структурная сетка

Так, для рассматриваемого случая с ломаным рядом диапазонов регулирования будет $R_n = \varphi_2^{Z-1} = \varphi_2^{20-1} = \varphi_2^{19}$, а для равномерной структуры диапазон регулирования был бы $R_n = \varphi_2^{Z-1} = \varphi_2^{12-1} = \varphi_2^{11}$.

Структуры с ломаным рядом позволяют при том же числе валов и передач существенно расширить диапазон регулирования частот вращения, что является важным для универсальных станков.

2.8. Множительные структуры с регулируемыми электродвигателями переменного тока

Для уменьшения габаритов коробок скоростей с сохранением диапазона регулирования частот вращения в станкостроении находят применение двух- и реже трехскоростные электродвигатели переменного тока. При этом непрерывный геометрический ряд частот вращения шпинделя будет обеспечиваться только тогда, когда частоты вращения вала электродвигателя при переключении пар полюсов будут изменяться в два раза ($n_{эл.} = 750/1500, 1500/3000, 750/1500/3000 \text{ мин}^{-1}$).

Механическая часть коробки скоростей существенно упрощается, так как регулируемый электродвигатель принимает на себя роль одной механической группы передач. При кинематических расчетах регулируемый электродвигатель принимается в качестве первой переборной группы, а в качестве основной – механическая группа с числом передач, зависящих от значения знаменателя ряда ϕ . При переключении частот вращения основная группа подготавливает удвоение частот вращения, а удвоение осуществляет электродвигатель переключением на вторую, более высокую, скорость.

Например, проектируется коробка скоростей с $\phi = 1,41$, удвоение ряда будет подготовлено в том случае, если вначале будем переключать группу передач с двумя передачами на одной частоте вращения вала электродвигателя, при этом на шпинделе получим n_1, n_2 . Частоту вращения $n_3 = 2n_1$ получим переключением электродвигателя на более высокую скорость, в то время как основная группа вернется в исходное положение. Далее, переключая основную группу, получаем n_4, n_5 и т. д.

Структурная формула для этого случая будет иметь вид

$$Z = P_a \cdot P_{эл.} = 2_1 \cdot 2_2 = 4.$$

Характеристика переборных групп передач определяется, как и в обычной множительной структуре.

При использовании в коробках скоростей $\varphi = 1,26$ удвоение значения члена ряда частот вращения наступает на четвертом члене, следовательно, в качестве основной группы необходимо принять $P_a = 3$. И структурная формула будет иметь такой вид:

$$Z = P_a \cdot P_{\text{эл.}} = 3_1 \cdot 2_3 = 6.$$

Недостаток множительных структур с регулируемыми электродвигателями заключается в том, что они задают жесткий структурный и кинематический вариант, часто нецелесообразный с точки зрения габаритов передач.

Например, требуется спроектировать коробку скоростей ($Z = 18$; $\varphi = 1,26$) с двухскоростным электродвигателем.

Структурная формула для этого случая:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 3_6 = 18.$$

Диапазон регулирования передаточных отношений в последней переборной группе $R = \varphi^{(3-1) \cdot 3 \cdot 2} = 1,26^{12} = 16$, что больше допустимого.

На рис. 2.9 представлена упрощенная кинематическая схема и структурная сетка для множительной структуры с регулируемым электродвигателем переменного тока со структурной формулой:

$$Z = 3_1 \cdot 2_{\text{эл.}} \cdot 2_6 = 12.$$

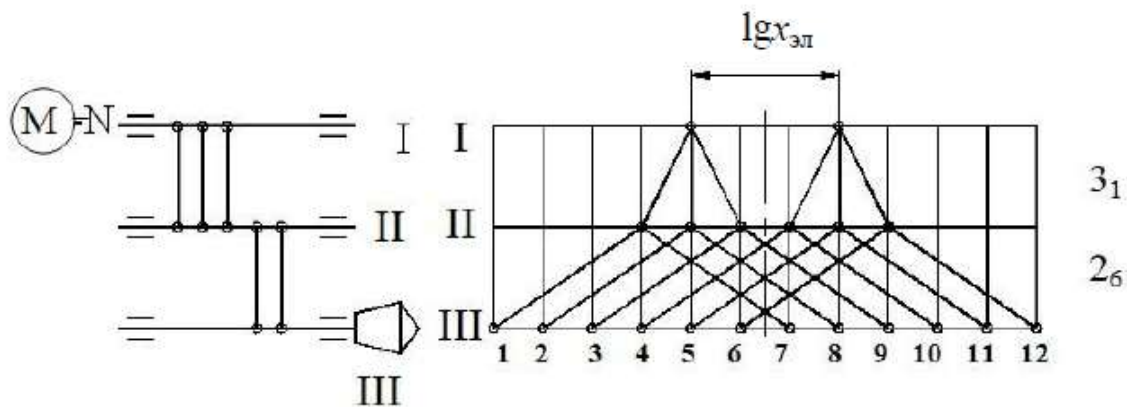


Рис. 2.9. Упрощенная кинематическая схема и структурная сетка

На рис. 2.10 показана упрощенная кинематическая схема для сложной структуры с регулируемым электродвигателем переменного тока

$$Z = 3_1 \cdot 2_{\text{эл.}} \cdot 1 + 3_1 \cdot 2_{\text{эл.}} \cdot 1 \cdot 2_6 \cdot 1 = 18.$$

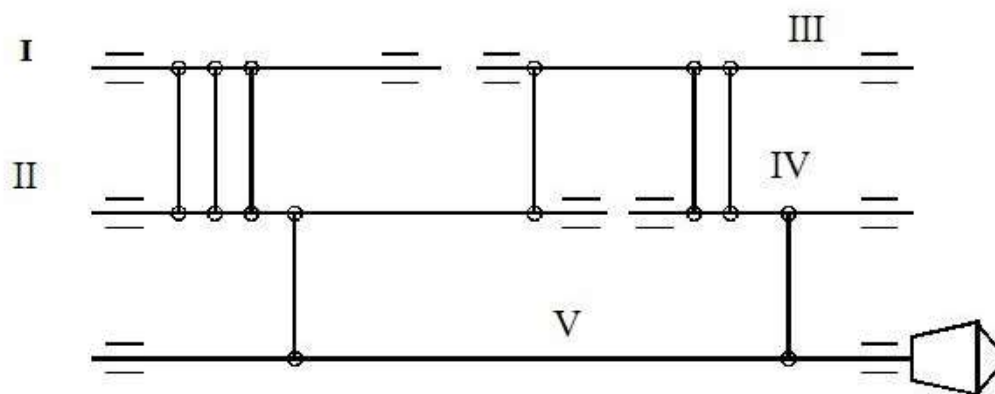


Рис. 2.10. Упрощенная кинематическая схема

На рис. 2.11 изображена структурная сетка для этой структуры

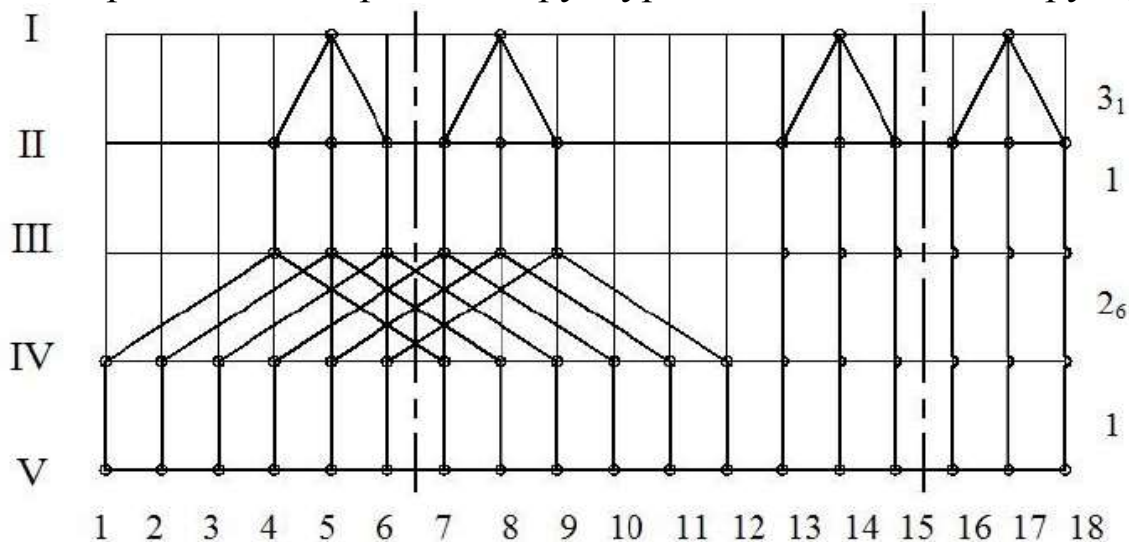


Рис. 2.11. Структурная сетка

Как следует из рисунков, применение регулируемых электродвигателей переменного тока может привести к упрощению кинематики привода главного движения (сравните рис. 2.4, рис. 2.9 и рис. 2.10) и уменьшению габаритов коробки скоростей.

2.9. Множительные структуры с регулируемыми электродвигателями постоянного тока

В станках с ЧПУ и многооперационных станках нашли применение регулируемые электродвигатели постоянного тока с механической коробкой скоростей на 2, 3, 4 ступени. Общий диапазон регулирования таких структур будет

$$R_n = R_{эл.} \cdot R_{мех.} \quad (2.7)$$

Предположим, что в структурах имеется коробка скоростей на Z ступеней с соответствующим числом общих передаточных отношений: $I_1, I_2, I_3 \dots I_z$. Тогда посредством I_1 можно получить на шпинделе непрерывный ряд частот вращения от n_1 до $n_1 R_{\text{эл.}}$ за счет регулирования скорости электродвигателя. На передаточном отношении I_2 получается непрерывный ряд частот вращения от $n_1 R_{\text{эл.}}$ до $n_1 R_{\text{эл.}}^2$ или в общем виде:

$$\begin{aligned} I_1 & n_1 \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}, \\ I_2 & n_1 R_{\text{эл.}} \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}^2, \\ I_3 & n_1 R_{\text{эл.}}^2 \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}^3, \\ I_z & n_1 R_{\text{эл.}}^{z-1} \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}^z. \end{aligned}$$

Отсюда

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_1 R_{\text{эл.}}^z}{n_1} = R_{\text{эл.}}^z. \quad (2.8)$$

Число механических ступеней коробки скоростей

$$Z_M = \frac{\lg R_n}{\lg R_{\text{эл.}}} \quad (2.9)$$

Число электрических ступеней двигателя

$$Z_{\text{э}} = \frac{\lg r}{\lg \varphi} + 1, \quad (2.10)$$

где r – диапазон регулирования электродвигателя.

Пример.

Задано $R_n = 32$ и $r = 2$. Тогда $Z_M = \frac{\lg 32}{\lg 2} = 4$.

Коробка на четыре ступени может состоять из двух групп:

$$Z_M = P_1 \cdot P_2 = 2 \cdot 2 = 4.$$

Особенность дальнейшего кинематического расчета заключается в том, что ряд бесступенчатый, и для него $\varphi = 1$. На структурных сетках расстояние между вертикальными линиями будет $\lg \varphi = \lg 1 = 0$.

Для выхода из этого положения зададим произвольное стандартное значение φ , например $\varphi = 1,26$, и построим структурную сетку для ступенчатого регулирования.

Определим число электрических ступеней двигателя по формуле (2.10):

$$Z_{\text{э}} = \frac{\lg 2}{\lg 1,26} + 1 = \frac{0,301}{0,1} + 1 \approx 4.$$

Общее число ступеней привода станка

$$Z = Z_{\Theta} \cdot Z_M = Z_{\Theta} \cdot P_1 \cdot P_2 = 4 \cdot 2 \cdot 2 = 16.$$

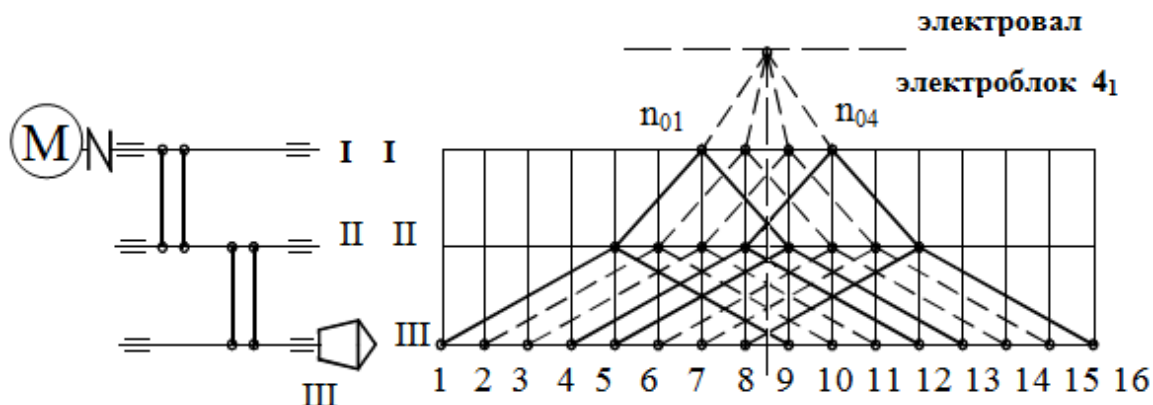


Рис. 2.12. Упрощенная кинематическая схема и структурная сетка

На рис. 2.12 изображена упрощенная кинематическая схема коробки скоростей на $Z = 16$ ступеней с регулируемым двигателем постоянного тока и структурная сетка. Электродвигатель при кинематических расчетах принимается в качестве основной группы с характеристикой $x = 1$.

Построение графика начинают с отметкой на валу I точками значения частот вращения $n_{01} - n_{04}$, создаваемых двигателем. А далее построение продолжают таким же методом, как и при ступенчатом регулировании.

Кроме валов коробки скоростей (I, II, III), на рис. 2.12 добавлен условный «электровал», передающий четырехступенчатым «электроблоком» вращение первому валу коробки ($n_{01} - n_{04}$). Добавочное построение к структурной сетке позволяет более наглядно представить общую взаимосвязь всех без исключения групп передач, входящих в состав привода.

3. Последовательность кинематического расчета привода

1. Исходные данные для кинематического расчета:

— Мощность $N_{\text{дв}}$ и частота вращения вала электродвигателя $n_{\text{дв}}$;

— Минимальная частота вращения шпинделя n_{min} ;

— Максимальная частота вращения шпинделя n_{max} ;

— Число ступеней частота вращения шпинделя 2.

2. Кинематический расчет выполняют в следующей последовательности.

2.1. По зависимости $\gamma = \sqrt[2-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}}$ определяют значение знаменателя геометрической прогрессии γ ряда частот вращения шпинделя и округляют его до ближайшего стандартного значения, рекомендуемого для станков данного типа.

Стандартные значения γ :

1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2.

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

2.2. Определяют частоты вращения шпинделя, округляют их до стандартных таблица 2.1.

Если крайние значения частот существенно отличаются от исходных N_{\min} и N_{\max} , возможно, коррекция z , замены структуры более подходящей и т. д.

2.3. Из ряда возможных вариантов привода выбирают наиболее рациональный (табл. 2.2), записывают его структурную формулу [1] и вычерчивают кинематическую схему привода, соответствующую данной структуре.

Масса зубчатых, колес и валов тем меньше, чем больше зубчатых колес вращается с высокой скоростью. Поэтому располагают группу передач так, чтобы первой была основная и характеристики групп увеличивались от первого вала коробки скоростей к последнему. Основная группа должна обеспечивать наибольшее число передач.

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

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

2.5. Строят график частот вращения, исходя из кинематической схемы и структурной сетки. Горизонтальными линиями на графике условно изображают валы привода, в том числе вал электродвигателя. Точки пересечения вертикальных линий с горизонтальными соответствуют частотам вращения валов, представленным в логарифмическом масштабе. Передачи и их передаточные отношения обозначаются линиями (лучами), соединяющим соответствующие точки на горизонтальных линиях.

Поскольку частоты вращения даны в логарифмическом масштабе, передаточное отношение передачи (отношение частоты вращения ведомого вала к частоте ведущего) $i = \varphi^k$, где k – число интервалов между вертикальными линиями, пресекаемыми лучом.

Луч с наклоном вправо изображает повышающую передачу ($k > 0$), с наклоном влево – понижающую ($k < 0$), вертикальный – передачу с $i = 1$ (рис. 2.4). Параллельные лучи изображают одну и ту же передачу. Для обеспечения приемлемых радиальных размеров коробок скоростей вводят ограничение на передаточные отношения передач $1/4 \leq i \leq 2$, из которых следует ограничение на диапазон регулирования групповой передачи: он не должен быть больше 8. Кроме того, по мере приближения к шпинделю редукция частоты вращения с помощью передач, обеспечивающих минимальную частоту вращения каждого вала, должна возрастать:

$$i_{Pa_{min}} \geq i_{Pb_{min}} \geq \dots \geq i_{Pl_{min}},$$

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

2.6. По графику частот вращения и зависимости (2.1) для каждой передачи находят передаточное отношение.

2.7. Определяют числа зубьев колес, пользуясь методиками, приведенными в специальной литературе [3], или по табл. 3.1–3.4. [2]. Исходя из принятой суммы чисел зубьев $\sum z$ ведущего и ведомого колес каждой группы передач, и в зависимости от передаточного отношения i каждой передачи ($u = i$ при $i \geq 1$ или $u = 1/i$ при $i < 1$). В таблицах приведены числа и зубьев меньшего колеса передачи.

2.8. Окончательно вычерчивают кинематическую схему привода главного движения, на которой указывают числа зубьев передач и характеристику двигателя ($N_{дв}, n_{дв}$).

Таблица 3.1

Таблица для определения чисел зубьев колес при $\sum z = 50 - 64$															
$\sum z$															
	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64
1	25		26		27		28		29		30		31		32
1,06							27		28		29		30		31
1,12		24		25		26		27		28			29		30
1,19	23					25		26		27		28		29	29
1,26	22		23		24		25			26		27		28	
1,33		22			23		24		25			26		27	
1,44		21		22		23			24		25			26	
1,5	20		21			22		23			24				
1,58			20		21			22		23	23		24		
1,68		19			20		21			22			23		24
1,78	18			19			20		21			22			23
1,88			18			19			20		21	21		22	22
2		17			18			19			20			21	
2,11	16			17			18			19			20		
2,24			16			17			18			19	19		
2,37		15			16			17				18			19
2,51				15			16				17				
2,66		14				15			16	16			17	18	
2,82												16			
2,99			13				14				15				16

Таблица 3.2

Таблица для определения чисел зубьев колес при $\sum z = 65 - 79$															
	$\sum z$														
	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
1		33		34		35		36		37		38		39	
1,06		32		33		34		35		36		37		38	
1,12		31		32		33		34		35		36	36	37	37
1,19		30		31		32		33		34	34	35	35		36
1,26	29	29		30		31		32		33	33		34		35
1,33	28			29		30		31			32		33		34
1,44	27		28	28		29		30	30		31		32		33
1,5	26		27	28		28		29	29		30		31	32	
1,58	25		26			27		28	28		29		30	30	
1,68			25		26	26		27	27		28		29	29	
1,78			24		25	25		26			27			28	
1,88		23	23		24			25			26			27	
2		22			23			24			25			26	
2,11	21	21		22	22		23	23		24	24			25	
2,24	20			21			22	22		23	23		24	24	
2,37			20	20			21			22			23	23	
2,51		19	19			20	20		21	21			22	22	
2,66		18			19	19			20	20			21		
2,82	17			18	18			19	19			20	20		
2,99			17	17			18	18			19	19			20
3,16		16	16			17	17				18				19
3,35					16	16				17				18	18
3,55									16	16			17	17	
3,76								15	15			16	16		

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

Таблица 3.4

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

4. Требования к отчету

Отчет выполняется на отдельных листах формата А4 (ГОСТ 2.105–95).

В отчет должны быть приведены исходные данные для расчета, выбранная структура привода, структурная формула с соответствующими характеристиками групп передач, кинематическая схема привода соответствующая данной структуре, структурная сетка и график чисел оборотов, передаточные отношения передач и соответствующие им числа зубьев передач, окончательная кинематическая схема привода.

5. Контрольные вопросы

- 1) Как проводится выбор структуры привода исходя из заданных значений φ и iz ?
- 2) Как проводится определение характеристик групп передач в структуре привода?
- 3) Порядок построения структурной сетки и график чисел оборотов.
- 4) Порядок определения числа зубьев колес по значениям передаточных отношений передач привода.

6. Самостоятельная работа

- 1) Подготовить отчет по лабораторной работе (1,0 ч);
- 2) Подготовить ответы на контрольные вопросы и подготовиться к защите работы используя литературу [1, 2, 3].

7. Список рекомендуемой литературы:

1. Рябов С. А. Множительные и сложенные структуры приводов главного движения и подач металлорежущих станков: электронное учебное пособие [Электронный ресурс] для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / С. А. Рябов, А. С. Глинка; КузГТУ. – Кемерово, 2017.

2. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов. – Минск: Высшая школа, 1991. – 382 с.: ил.

3. Тарзиманов Г. А. Проектирование металлорежущих станков. – Москва: Машиностроение, 1980. – 288 с.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5

«РАЗРАБОТКА РАЗВЕРТКИ И СВЕРТКИ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ»

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучить вопросы и приобрести практические навыки по конструктивному оформлению приводов главного движения металлорежущих станков.

2. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Основанием для разработки конструкции главного движения является кинематическая схема привода и предварительные расчеты.

Предварительные расчеты выполняются в следующей последовательности [7, 16, 19]:

- определяются мощности на валах;
- определяются передаваемые крутящие моменты на валах;
- проводится ориентировочный расчет диаметров валов;
- проводится расчет зубчатых передач;
- проводится расчет валов;
- при наличии цепной или клиноременной передачи проводится соответствующий расчет;
- проводится расчет шпиндельного узла.

При выполнении расчета зубчатых передач проводят построение графика нагрузки и определение эквивалентного числа циклов нагружения, проводят выбор материала колес, определяют допустимые напряжения, коэффициент нагрузки, коэффициент ширины венца колес, делительные межосевые расстояния для наиболее нагруженных колес, ширину венца зубчатых колес, делительные межосевые расстояния.

Расчет валов проводится в следующем порядке:

- выбор материала валов и их термообработку;
- расчет валов и выбор подшипников.

Для правильного выбора материала валов и их термообработку необходимо знать: тип подшипников, в которых вращается вал; характер посадок деталей.

Для расчета валов и подбор подшипников необходимо вычислить реакцию опор и изгибающие моменты, действующие в различных сечениях валов.

Эта задача может быть выполнена лишь в том случае, когда будут известны расстояния между плоскостями действия нагрузок и опорами.

Для нахождения этих расстояний необходимо вычертить в масштабе эскизную компоновку коробки скоростей в виде развертки и свертки.

После этих этапов составляют компоновочную схему привода главного движения [6, 10].

При составлении компоновочной схемы необходимо:

- обеспечить достаточные осевые перемещения зубчатых колес, муфт и переключающих устройств;

- исключить одновременное включение блока зубчатых колес со смежными колесами;

- механизмы управления необходимо располагать так, чтобы рукоятки управления находились в удобном положении;

- обеспечить быструю и доступную сборку и разборку, легкую регулировку опор, зубчатых зацеплений;

- обеспечить самосмазываемость зубчатых зацеплений и подшипников в тех случаях, когда это допускается окружной скоростью зубчатых колес;

- конструкцию корпуса выполнить наиболее удобной, простой и технологичной, обеспечивающей наибольшую простоту монтажа и демонтажа деталей и узлов коробок;

- возможно, большее число центров валов располагать по одним и тем же вертикалям и горизонталям, что обеспечит наибольшую простоту настройки станков при обработке посадочных отверстий в корпусах;

- наиболее быстроходные валы необходимо располагать, возможно, ближе к основанию корпуса, что будет способствовать увеличению устойчивости и снижению интенсивности вибраций;

- обеспечить наибольшую жесткость валов и опор, для чего следует расстояния между зубчатыми колесами и другими деталями принимать наименьшими из допустимых;

- достичь наибольшей компактности и удобной формы.

Компоновочная схема разрабатывается в следующем порядке:

проводится предварительное определение диаметров валов, которые могут быть определены исходя из условия передачи максимального момента на кручение;

диаметр задней шейки вала со стороны сборки увеличивают на 15–20 % и округляют до (ближайшего большего) стандартного значения;

выбирают подшипники и определяют их размеры;

выбирается способ смазки подшипниковых узлов и зубчатых зацеплений;

определяются в зависимости от диаметра вала и конструктивных особенностей деталей передач длины ступиц зубчатых колес, звездочек;

предварительно подбираются размеры муфт, смонтированных внутри коробки скоростей в зависимости от диаметра вала и передаваемой нагрузки;

после того, когда в компоновочном варианте определены размеры опор, муфт, зубчатых колес, регулировочных и крепежных средств, проводят основной расчет валов;

при основном расчете валов составляются расчетные схемы в соответствии с нагрузками, действующими в зубчатых зацеплениях при различных положениях колес и муфт, что дает возможность выявить наиболее тяжелый случай нагружения вала;

проводят окончательный подбор подшипников качения, при этом определяют коэффициент динамической нагрузки;

для выбранных подшипников устанавливают монтажные размеры (в зависимости от размера фаски внутреннего кольца подшипника) принимают высоту заплечика на валу [10], радиус галтели [10], на основании чего определяют диаметр смежной ступени;

диаметры смежных ступеней вала и их осевые размеры должны обеспечивать прохождение детали на место посадки, с тем, чтобы исключалось повреждение посадочных поверхностей. Основные решения и типовые узлы, применяемые при конструировании валов приведены в литературе [6, 10].

Чертеж привода главного движения представляют в виде двух изображений: развертки и свертки. На развертке (продольный разрез привода главного движения) все валы изображаются в одной плоскости.

В зависимости от пространственного расположения оси шпинделя на станке, на развертке валы изображаются горизонталь-

но или вертикально. Например, валы коробки скоростей токарно-винторезного, горизонтально-фрезерного станков располагаются горизонтально, а вертикально и радиально-сверлильных станков – вертикально.

Рекомендуется развертку выполнить предварительно на миллиметровой бумаге. Если мощность двигателя меньше 10 кВт, чертеж желательно выполнять в масштабе 1:1, при мощности выше 10 кВт – в масштабе 1:2. Необходимо решить с помощью каких элементов будет передаваться вращение от двигателя к первому валу коробки скоростей. Например, в токарно-винторезных, токарно-карусельных, токарно-револьверных станках вращение от двигателя на коробку скоростей передается клиноременной передачей. В вертикально-сверлильных, горизонтально и вертикально-фрезерных, радиально-сверлильных станках вращение на первых вал передается с помощью зубчатой передачи. В последнем случае с целью уменьшения динамических воздействий на зубчатые колеса коробки скоростей при пуске и реверсе шпинделя необходимо установить соединительную муфту с упругим элементом.

Размеры муфт определяют по передаваемому крутящему моменту.

В станках, на которых осуществляется нарезание резьбы резцами, метчиками, плашками необходимо предусмотреть реверсирование шпинделя.

Реверс может быть электрический или механический. Электрическое реверсирование осуществляется электродвигателем и используется в станках с малой инерционной массой вращающихся частей главного привода если мощность электродвигателя не превышает 4,5 кВт. В остальных случаях применяют механический реверс в виде цилиндрических зубчатых колес [9 стр. 223...225]. Для включения механического реверса применяют двухсторонние фрикционные муфты, которые могут быть сухие и масляные. Сухие муфты могут работать только в узлах, изолированных от масла, и требуют значительно меньших осевых усилий для включения, чем масляные. Однако в коробках скоростей и подач в условиях централизованной смазки применяют масляные фрикционные муфты. Их расчет приведен в [2, стр. 213...214], а конструкции – в [11, с. 54; 21, с. 115; 9, с. 201–207; 6, с. 315]. Число дисков муфты для включения рабочего хода определяется по передаваемому крутящему моменту, а для муфты холостого хода число дисков можно

принять в 1,5 раза меньше. Фактическое число дисков муфт всех инерционных масс коробки скоростей включая шпиндель с заготовкой.

При известном числе дисков двухсторонней фрикционной муфты определяется ее осевой размер, что необходимо для вычерчивания развертки.

В процессе первой компоновки стремятся разместить подвижные блоки зубчатых колес и неподвижных шестерен так, чтобы получить наименьшие осевые размеры. Например, для коробки скоростей со структурной формулой $Z = 3 \cdot 2$, рис. 1, а, наименьшая осевая длина составляет более $11 \cdot b$ (b – ширина венца зубчатого колеса). Если группу передач с двойным блоком переместить так, как показано на рис. 1, б, то осевой размер привода уменьшится до $9 \cdot b$. Такая компоновка несколько увеличит длину перемещения тройного блока, а также осевой размер тройного блока и возможна только в случае, когда $Z_9 < Z_4$.

Компоновка, изображена на рис. 1, а, реализуется в том случае, когда разность $Z_5 - Z_3 > 5$, в противном случае перемещение тройного блока вправо невозможно, так как шестерня своими зубьями заденет за шестерню Z_6 .

Конструктивное оформление шестерен и блоков смотрите [6].

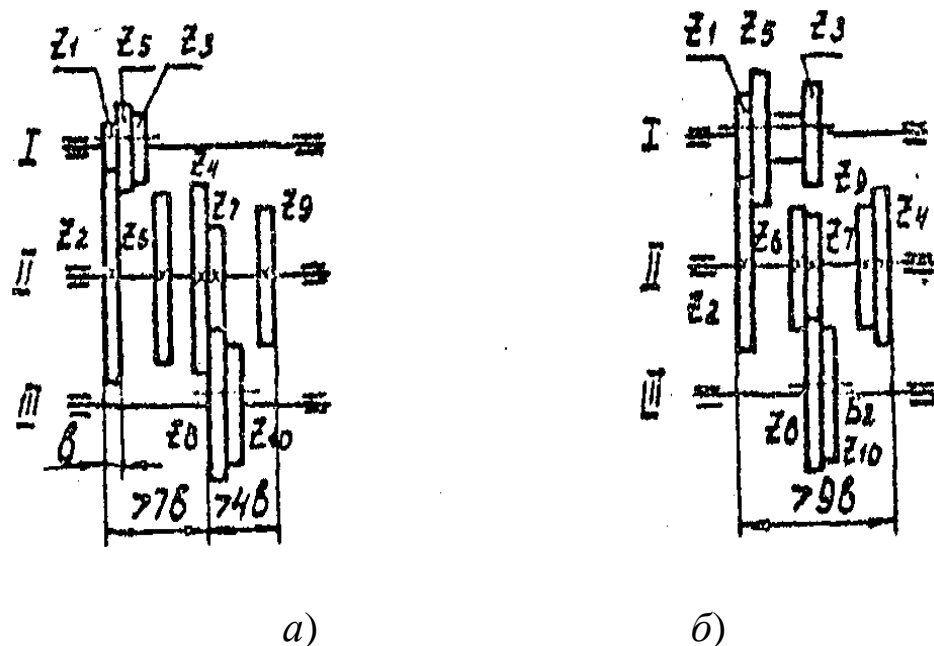


Рис. 1. Варианты компоновки коробки скоростей со структурой 3×2

При вычерчивании зубчатых колес может оказаться, что некоторые из них задевают соседние валы. Например, шестерня Z_9

находит на вал 1 (рис 1, а) на какую-то величину "С". В подобных случаях рекомендуется поступать так. К величине "С" добавить $2 \div 3$ мм необходимого зазора между шестерней и валом, и определить новое межцентровое расстояние. Оно будет равно ранее определенному межцентровому расстоянию с добавлением величины "С" + (2...3). По формуле межцентрового расстояния найти новое суммарное число зубьев и пересчитать все числа зубьев для групп передач между валами, сохранив передаточные отношения отдельных передач неизменными. Подобное обстоятельство возникает, когда на I вал располагают фрикционную муфту. В этом случае шестерни I вала устанавливаются на подшипниках качения, что приводит к значительному увеличению диаметра и числа зубьев ведущих шестерен этого вала.

При отсутствии осевых усилий на валах применяют шариковые радиальные подшипники и устанавливают их по схеме, в которой подшипник в одной опоре на валу и в корпусе крепят неподвижно, в другой – подшипник закреплен только на валу, так называемая "плавающая" опора.

Шариковые радиально- упорные или конические роликовые подшипники применяют при осевых нагрузках на валах. При использовании этих подшипников необходимо предусмотреть их регулировку для выбора радиального зазора и создания в них предварительного натяга. Конструкции устройств для регулировки подшипников приведены в [6, 10]. Класс точности подшипников выбирают согласно рекомендациям [7, с. 95...98].

Установка и закрепление подшипников на валах и в корпусе указана в [6, 10].

Окончательный размер подшипников определяется расчетом после выполнения поперечного разреза коробки скоростей, когда станет известно пространственное положение валов и фактические нагрузки на них. Предварительно его можно выбрать таким, чтобы посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника был на 6...8 мм меньше наружного диаметра соответствующего вала у его концов.

Вопросы конструирования валов, зубчатых передач и других деталей машин подробно изложены в литературе [6, 10]. Пример свертки коробки скоростей токарно-винторезного станка представлен на рис. 2.

После ориентировочного определения осевой длины коробки по развертке можно найти диаметр шпинделя. При этом исходят из того, что жесткость двухопорного шпинделя у станков нормальной точности должна быть не менее 250 Н/мкм. Жесткость шпинделя ориентировочно может быть определена по формуле:

$$j = 530 \frac{D^4 - d^4}{l^3}, \text{ Н/мкм}$$

где D – средний диаметр шпинделя в пролете между опорами, мм;

d – средний диаметр отверстия шпинделя, мм;

l – расстояние между средними сечениями подшипников шпинделя, мм.

Из этой формулы можно определить D .

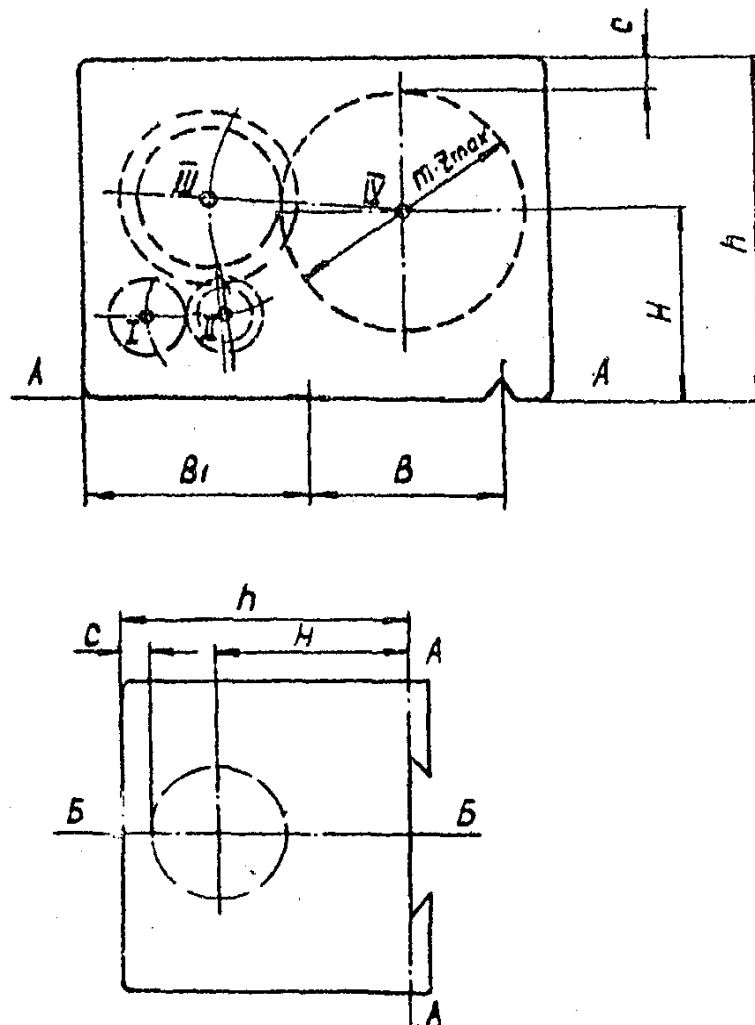


Рис. 2. Свертка коробки скоростей токарно-винторезного станка

В передней опоре, воспринимающей основные нагрузки, посадочный диаметр шейки шпинделя будет больше D . Его опреде-

ляют конструктивно, ориентируясь на существующие размеры шпинделей станков подобного типа-размера. Ниже приведены в табл. 1-7 основные характеристики современных станков.

Таблица 1

Характеристики вертикально- и радиально-сверлильных станков

Модель станка	Наибольший диаметр сверления, мм	Вылет шпинделя, мм	Конус шпинделя № Морзе	Наибольший ход шпинделя, мм	Мощность электродвигателя, кВт	Диаметр шпинделя, мм
2М112	12	180	26	100	0,6	
2Н118	18	200	2	150	1,7	30
2Н125	25	250	3	200	2,8	45
2Н135	35	300	4	250	4,5	90
2Н150	50	350	5	300	7	105
2Г175	75	400	6	750	10	110
2М53	35	350-1200	4	300	2,8	35/70
2М55	50	410-1600	5	350	5,5	45/80
2М57	70	500-2000	6	450	7,0	60/105
2М58	100	500-3000	6	500	14	70/121,8

Таблица 2

Характеристика токарно-винторезных станков

Модель станка	Размеры обрабатываемого изделия, мм		Число частот вращения шпинделя	Частоты вращения шпинделя в минуту	Мощность привода главного движения, кВт
	над станиной	над суппортом			
16Б04П	200	120	бесступ.	35-3500	1,1
16Б05П	250	125	бесступ.	30-3000	1,5
16Б11П	250	125	21	25-2500	2,7/4,4
16Б16П	320	160	21	20-2000	4,1/6,6
16Б20П	400	220	21	10-1600	5,5/8,5
16Б25П	500	290	21	12,5-1250	7/10,5
16Б30П	630	350	24	5-1000	13
16Б40	800	450	24	4-800	17
16Б50	1000	600	24	2,5-600	22

Модель станка	Размеры обрабатываемого изделия, мм		Число частот вращения шпинделя	Частоты вращения шпинделя в минуту	Мощность привода главного движения, кВт
	над станиной	над суппортом			
16Б60	1250	800	24	1,5-315	30
1А670	2000	1600		1-125	100

Таблица 3

Характеристики токарно-револьверных станков

Модель станка	d_{\max} прутка, мм	$d_{\text{отв.}}$ шпинделя, мм	Максимальный диаметр изделия, обрабатываемого над станиной	Число частот вращения шпинделя	Частоты вращения шпинделя в минуту	Мощность привода, кВт
1Н316	18	31	250	14	100-1400	2,6/3
1Н325	25	40	320	14	80-3150	2,6/3
1341	40	62	400	12	60-2000	7
1П365	65	85	500	12	34-1500	13
1П371	100	130	630	12	20-893	22

Таблица 4

Характеристики консольных
горизонтально-вертикально-фрезерных станков

Модель станка	Рабочая поверхность стола, мм	Расстояние от оси шпинделя до направляющих, мм	Осевое перемещение шпинделя, мм	Конус шпинделя	Диаметр передней шейки шпинделя, мм	Частота вращения шпинделя в минуту	Мощность привода главного движения, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8
6802П 6102П	100×400		40	Морзе №2	40	450-5000	0,4/0,6
6Н803Г 6Н103	125×500	154	45	Морзе №3	45	315-4000	0,75/1,0
6Н80 6Н10	200×800	250	60	Морзе №4	70 60	50-2400 250-4200	3,0 2,4

Модель станка	Рабочая поверхность стола, мм	Расстояние от оси шпинделя до направляющих, мм	Осевое перемещение шпинделя, мм	Конус шпинделя	Диаметр передней шейки шпинделя, мм	Частота вращения шпинделя в минуту	Мощность привода главного движения, кВт
6Н81 6Н11	250×1000	280	60	7:24	75	65-1800	5,5
6М81	250×1000	-	-	7:24	80	40-2000	5,5
6Р82 6Р12	320×1250	350	70	7:24	90	25-1250	7,5
6С12	320×1250	400	80	7:24	90	33,5-1600	5,5
6Р83 6Р12	400×1600	450	85	7:24	100	31,5-1600	10
6Т81 6Т11	250×1000	345	60	7:24	65	20-2000	5,5
6Т62 6Т12	320×1250	395	80	7:24	100	16-1600 20-2500	7,5
6Т83 6Т13	400×1600	475	80	7:24	100	16-1600 25-2500	10

Таблица 5

Характеристики бесконсольно-фрезерных станков

Модель станка	Рабочая поверхность стола, мм	Расстояние от оси шпинделя до направляющих, мм	Осевое перемещение гильзы шпинделя, мм	Конус шпинделя	Диаметр передней шейки шпинделя, мм	Частота вращения шпинделя в минуту	Мощность привода главного движения, кВт
6520	250×630	285	120	7:24	90	31,5-1600	4
6530	320×800	350	120	7:24	90	31,5-1600	5,5
6540	400×1000	430	120	7:24	105	31,5-1600	7,5
6550	500×1250	530	120	7:24	105	31,5-1600	10
654	630-1600	640	100	7:24	120	25-1250	13
6А56	800×2000	800	150	7:24	140	25-1250	22

Таблица 6

Характеристики продольно-фрезерных станков

Модель станка	Ширина стола, мм	Диаметр передней шейки шпинделя, мм	Диаметр гильзы, мм	Частота вращения шпинделя в минуту	Мощность привода главного движения
1	2	3	4	5	6
6603 6303	320	80	160	25-1250	4,5
6604 6304	400	80	160	40-2000	4,5
6605 6305	500	100	200	20-630	7
6606 6306	630	100	200	40-1250	10
6608 6308	800	120	230	25-800	14
6610 6310	1000	120	230	25-800	14
69612 69312	1250	140	260	25-1250	20
64616 64316	1600	140	260	25-1250	20
6620 6320	2000	160	300	20-1000	28

Таблица 7

Характеристики токарно-карусельных станков

Модель станка	Наибольший диаметр обрабатываемой заготовки, мм	Число частот вращения планшайбы	Частоты вращения планшайбы в минуту	Мощность привода главного движения, кВт
1508	800	18	10-500	22
1510	1000	18	8-400	22
1512	1250	18	5-250	30
1516	1600	18	4-200	30
1525	2500	18	1,5-80	40
1532	3200	18	1,25-63	55
1565	5000	бесступенчатое регулирование	0,4-20	70

У сверлильных станков последний вал коробки скоростей является полым и в нижней части, примерно на длине трех диаметров, имеет шлицы по внутреннему диаметру. Диаметр шлицевой части вала первоначально принимается равным наибольшему условному диаметру сверления. Наружный диаметр последнего вала коробки скоростей определяется конструктивно, исходя из найденного внутреннего диаметра.

Для шпинделей станков нормальной точности, устанавливаемых в опорах качения, расстояние между опорами принимаю таким, чтобы оно приблизительно равнялось 4...5 диаметров шпинделя в передней опоре. Длина консольной части шпинделя должна быть минимальной и не превышать 1...1,5 диаметра шпинделя в передней опоре.

Для крепления приспособления или инструмента на переднем конце шпинделя изготавливают специальные фланцы, наружные или внутренние конусы. Размеры этих элементов для всех станков стандартизированы и приведены в [1, с. 408–412]. Шпиндели всех станков рассчитываются на жесткость [8, с. 87–91]. Конструкцию опор шпинделей и размещение подшипников в опорах выбирают согласно рекомендации [8, с. 229–249], можно выбрать конструкцию опор по станку подобного типоразмера.

2. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА ПОПЕРЕЧНОГО РАЗРЕЗА (СВЕРТКИ) КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ

На поперечном разрезе (свертке) показывается пространственное расположение валов коробки скоростей, а также механизмы управления, торможения, смазки, расположенные в шпиндельной бабке. Часто одного поперечного разреза бывает недостаточно, чтобы показать работу механизмов управления коробкой скоростей, поэтому рекомендуется делать дополнительные разрезы и сечения.

Если по условию задания необходимо разработать отдельный привод, используемый в токарно-винторезных станках повышенного и высоких классов точности, то необходимо выполнить отдельно развертку и свертку коробки скоростей различных групп металлорежущих станков.

Далее приведены некоторые рекомендации по проектированию свертки коробок скоростей и шпиндельной бабки с перебором.

2.1. Токарно-винторезные и токарно-револьверные станки

Исходным размером для вычерчивания свертки является высота центров станка H , которая примерно равна половине максимального диаметра заготовки, обрабатываемой в патроне над станиной. От горизонтальной линии AA (рис. 2), обозначающей плоскость базирования шпиндельной бабки на станине, откладывают горизонтальную линию по высоте H и в произвольной точке проводят вертикальную линию. Пресечение этих линий будет обозначать ось шпинделя (вал IV на рис. 2). На рис. 2 показан вид на шпиндельную бабку со стороны заднего конца шпинделя. Органы управления будут размещаться на правой стенке.

Величина среднего расстояния между направляющей станины станка определяется из следующего соображения. Расчеты станков на жесткость и виброустойчивость, проведенные в ЭНИМСе, показали, что они максимальны при отношении $\frac{B}{H} = 0,9$ [11, с. 96]. Следовательно, расстояние между направляющими $B = 0,9 \cdot H$. Ось шпинделя обычно располагается посередине от направляющих. О способах установки шпиндельной бабки на станины станков описаны в [11, с. 194].

Из центра шпинделя радиусом делительной окружности большего из колес, установленных на шпинделе, описывают окружность. Этот радиус определяет высоту коробки без крышки:

$$h = H + \frac{m + z_{\max}}{2} + C,$$

где $C = (2,5...3) \cdot m$ – расстояние между делительной окружностью большего колеса и верхней плоскостью коробки.

Все остальные валы размещаются влево от шпинделя. Основное требование к свертке заключается в том, чтобы валы и зубчатые колеса занимали наименьшее пространство. Нет необходимости показывать на чертеже все зубчатые колеса, построение производится по передачам, находящимся в зацеплении. Большое колесо, установленное на шпинделе, соединяют с малым, установленным на предшпиндельном валу, и находится положение предшпиндельного вала. На этом валу вычерчивают наибольшее зубчатое колесо, и сцепляется с малым колесом следующего вала. Построение продолжается до тех пор, пока не определятся координаты оси выход-

ного вала коробки скоростей. Наиболее нагруженные валы, а им обычно являются предшпиндельные валы, следуют располагать ближе к основанию коробки для снижения центра тяжести коробки и увеличения виброустойчивости.

Размер B_1 , характеризующий величину консольной части коробки, в современных станках не превышает $(0,3...0,5) \cdot B$.

2.2. Вертикально-сверлильные и вертикально-фрезерные бесконсольные станки

В последние годы вертикально-сверлильные станки выпускаются промышленностью с компоновкой типа «агрегат». Станки с такой компоновкой основных узлов более технологичны и мобильны с точки зрения создания модификаций этих станков, чем станки с компоновкой «кронштейн», выпускаемые ранее. При компоновке типа «агрегат» коробка скоростей и коробка подач располагают в одном корпусе.

Одним из основных параметров сверлильных и вертикально-фрезерных станков является расстояние H от оси шпинделя до вертикальных направляющих станка. Эти расстояния зависят от размера станка и его можно взять из табл. 1, 5. Свертки коробок скоростей этих станков подобны и показаны на рис. 2. При выполнении свертки следует стремиться к симметричности коробки относительно линии BB и руководствоваться теми же соображениями, что и при выполнении свертки коробки скоростей токарно-винторезных станков. Двигатель располагается на коробке, его нужно размещать ближе к линии AA , но так, чтобы его фланец и выступающие части не заходили на нее. Хотя у вертикально-сверлильных станков компоновки типа «агрегат» (станки базовых моделей: 2Н118, 2Н125, 2Н135, 2Н150) корпус коробок скоростей и подач общий, на чертеже показывают лишь развертку и свертку коробки скоростей.

2.3. Консольно-фрезерные станки

В горизонтально-фрезерных станках коробка скоростей размещается в станине станка, в стенках которой расточены отверстия под опоры валов. Оси валов обычно располагаются в одну линию по вертикали. В моделях станков с разделенным приводом главного

движения коробка скоростей выполняется отдельно от узла шпинделя с перебором. В этом случае при разработке свертки стремятся к минимальным поперечным размерам.

У вертикально-фрезерных станков валы коробки скоростей также располагают в одну линию по вертикали. При выполнении развертки шпиндельной головки необходимо выдерживать расстояние от оси шпинделя до вертикальных направляющих станины, по которым перемещается консоль. Это расстояние стандартизировано и указано в табл. 4.

2.4. Токарно-карусельные станки

Для упрощения изготовления и сборки станков, коробку скоростей выполняют в виде отдельного узла, который крепится к столу станка [18]. На последнем валу коробки устанавливается коническая шестерня, которая при сборке вводится в зацепление с конической шестерней механизма привода планшайбы. У станков малых и средних размеров электродвигатель передает вращение валу коробки скоростей с помощью клиноременной передачи, а в тяжелых станках – с помощью муфт с упругим элементом.

В современных станках малых и средних размеров переключение скоростей осуществляется с помощью электромагнитных муфт, в тяжелых станках – с помощью гидропривода. Основные характеристики станков приведены в табл. 7.

3. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для уменьшения размеров тормозных устройств их стремятся устанавливать на одном из первых валов коробки скоростей. В приводах главного движения используются следующие типы тормозных устройств: механические, с помощью электромагнитных муфт; электрические. К электрическим методам торможения относятся торможение с рекуперацией, электродинамическое торможение, торможение противотоком и др. [21, с. 71].

Механическое торможение осуществляется с помощью фрикционных муфт. Дисковые фрикционные муфты, например, используются в токарно-револьверном станке модели 1П365, в токарно-винторезном станке модели 1А625, конические (токарно-винторезный станок модели 1623). Также используют ленточные

тормозы (токарно-винторезный станок модели 16K20), колодные тормозы (радиально-сверлильный станок модели 2М55).

В тех станках, где переключение частот вращения шпинделя происходит с помощью электромагнитных муфт, торможение шпинделя осуществляют одновременным включением двух муфт, управляющих подачами с различными передаточными отношениями. При этом кинематическая энергия вращающихся масс (валов, зубчатых колес и пр.) расходуется на трение между ведомыми и ведущими дисками муфт. Такой вид торможения используется во многих типах станков (в токарно-винторезных станках моделей: 1В616, 163; в токарно-револьверных станках моделей: 1Н318, 1Н325, 1341).

4. СМАЗКА КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ

При выборе способа смазки табл. 8 в первую очередь, обращают внимание на условия работы шпиндельных подшипников и принимают этот способ смазки для всех узлов и механизмов коробки скоростей.

Смазка шпиндельных подшипников погружением является самой простой и пригодной лишь для тихоходных шпинделей. Уровень масла в камере должен достигать центра нижнего ролика или шарика подшипника. Этот вид смазки применяют редко.

Смазка разбрызгиванием осуществляется с помощью вращающейся шестерни или специальной крыльчатки, дисков и т. п., которые подают масло на подшипники шпинделя. Для нормальной работы системы смазки частота вращения шпинделя должна быть достаточно большой. Поскольку подшипник должен смазываться сразу же после начала вращения, то отвод (слив) масла от подшипника должен быть таким, чтобы в подшипнике после остановки вращения оставалось некоторое количество масла. При смазке разбрызгиванием от шестерен привода масло подается в подшипники либо непосредственно, либо через специальный маслосборник. Недостатком этого способа является то, что масло в подшипник поступает загрязненным продуктами износа шестерен. Поэтому смазка разбрызгиванием в основном используется в станках для черновой обработки.

Таблица 8

Характеристика способов смазки шпиндельных подшипников

Скоростной параметр dn , мм/мин	Способ смазки
55000...80000	погружением
225000...320000	разбрызгиванием
280000...400000	панельный
420000...800000	циркуляционный
550000...800000	масляным туманом
750000...1000000	впрыскиванием

Циркуляционную смазку применяют для шпиндельных узлов, работающих при напряженных режимах. С ее помощью можно обеспечить необходимый по условию теплоотвода расход смазки через подшипник. В некоторых случаях устанавливают автономную систему смазки для подшипников шпинделя. Это усложняет систему смазки, но вместе с тем позволяет применять оптимальные для данного режима работы шпиндельного узла смазки. Раздельные системы циркуляционной смазки применяют для высокоскоростных шпиндельных узлов, например для смазки конических роликоподшипников, работающих при скоростном параметре $dn \geq 200000$ мм/мин.

В вертикальных шпиндельных узлах смазка должна подаваться в высшую точку и протекать через все подшипники шпинделя. Смазка при выходе из нижнего подшипника поступает в ванну с хорошим уплотнением, откуда либо отсасывается малым насосом, либо поступает в масляный бак.

При капельной смазке дозировка объема поступающего в подшипник масла осуществляется с помощью игольчатых и фитильных масленок. В последние годы появились пневматические капельные масленки, настраиваемые на подачу от 1 до 100 г масла в час. Этот способ применяют для смазки цилиндрических роликовых подшипников шпиндельных узлов. Вязкость масла выбирают из условий работы подшипников. При капельной смазке следует предусматривать уплотнения подшипников шпинделя и со стороны привода, чтобы исключить попадание смазки из коробки скоростей.

Смазку масляным туманом применяют для высокоскоростных шпиндельных узлов, в первую очередь для шлифовальных головок внутришлифовальных станков.

Смазка впрыскиванием используется для подшипников, работающих в особо тяжелых условиях (высокие частоты вращения и температура). Масло подается в подшипник через три-четыре сопла, расположенные по окружности подшипника, в зазор между сепаратором и кольцом подшипника под давлением 0,4 МПа. Масло впрыскивается периодически, темп подачи масла устанавливается с помощью электромагнитных дозаторов.

Вязкость масла для смазки шпиндельных узлов выбирают в зависимости от условий работы и системы смазки по табл. 9.

Таблица 9

Выбор вязкости масла для смазки шпиндельных узлов

Тип станков	Скоростной параметр, мм/мин		Вязкость, сст
	для подшипников сверхточных и особо легких серий	для подшипников легкой и средней серии	
Токарные	80000	55000	17–32
Токарно-револьверные	80000	55000	24–55
Фрезерные	160000	110000	12–23
Сверлильные	160000	110000	17–32

Если система смазки шпиндельного узла общая с приводом, то вязкость масла принимается большой.

Консистентные смазки применяют в шпиндельных узлах с относительно низкими частотами вращения. Консистентные смазки особенно удобны для автономных шпиндельных узлов и шпиндельных узлов, работающих в вертикальном или наклонном положении. Можно не применять громоздкую систему гибких шлангов для подвода и отвода смазки к перемещающемуся шпиндельному узлу, а также существенно облегчается проблема уплотнения шпиндельного узла. В некоторых случаях консистентные смазки применяют с целью защиты подшипников шпинделя от влаги и загрязнения. Среди отечественных консистентных смазок лучшими для шпиндельных узлов является ЦИАТИМ-201, ЦИАТИМ-202, ОКБ 122-7, ВНИИ НП-223.

Необходимое количество масла для смазки станка определяется на основе уравнения теплового баланса, предусматривающего нормальный отвод тепла и облегчение надежной смазки всех трущихся поверхностей. Необходимое количество масла при циркуляционной системе смазки [19] Q определяется по уравнению (1):

$$Q = 35 \frac{N_{тр}}{t_m} \left[\frac{\partial m^3}{мин} \right], \quad (1)$$

где $N_{тр}$ – суммарная мощность трения, расходуемая на все узлы станка $N_{тр} = N_{ном}(1 - \eta)$, кВт, $N_{ном}$ – номинальная мощность двигателя станка, η – КПД станка, $t_m = 45...50^\circ\text{C}$ – разность температуры масла до входа и после выхода из зоны трущихся поверхностей.

По вычисленному количеству масла определяют производительность насоса $Q_{нас}$ (2):

$$Q_{нас} = kQ \left[\frac{\partial m^3}{мм} \right], \quad (2)$$

где $k = 1,4...1,6$ – коэффициент, учитывающий запас масла для нормальной работы смазочной системы.

По производительности насоса выбирают соответствующий насос по справочнику [3, с. 366–370].

Объем резервуара для масла определяют, исходя из запаса масла, равного 4...5-минутной производительности насоса смазки.

Диаметр трубопровода d определяется согласно уравнению (3):

$$d \approx 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}} [мм], \quad (3)$$

где Q – количество масла, протекающего через трубу, $\text{дм}^3/\text{мм}$,
 $v = 2...4$ м/с – скорость протекания масла.

5. УПЛОТНЕНИЯ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Уплотнения шпиндельных узлов защищают подшипники шпинделя от проникновения грязи, влаги, а также препятствуют вытеканию смазки из подшипника. Для станков, работающих с обильным охлаждением зоны резания и с высокой запыленностью

зоны резания, качество уплотнения определяет долговечность шпиндельного узла.

У быстроходных шпинделей применяют исключительно бесконтактные уплотнения, поскольку применение контактных уплотнений всегда связано со значительным тепловыделением. Проектируя бесконтактные уплотнения, всегда обращают внимание на насосный эффект, возникающий по обе стороны уплотнения. Насосный эффект может привести к снижению давления воздуха в корпусе опоры, которое вызывает запыление подшипника при остановках шпинделя. Интенсивность запыления от притока воздуха при остановке шпинделя усиливается тем, что во время работы подшипник разогревается. В этих условиях достаточно эффективными являются лабиринтные уплотнения. Уплотняющее действие лабиринтного устройства основано на создании малого зазора сложной извилистой формы между вращающимися и неподвижными деталями узла. Надежная работа лабиринтного уплотнения обеспечивается при радиальном зазоре в уплотнении 0,2...0,5 мм и торцевом зазоре – не более 1...3 мм [3, с. 187–188]. Обеспечение такого зазора требует тщательного центрирования уплотнения относительно поверхности вращения. Если уплотнение крепится на резьбе, то предусматривают центрирующие цилиндрические пояски.

В шпиндельных узлах, работающих в загрязненных условиях, лабиринты заполняют консистентной смазкой. При жидкой смазке в уплотнениях размещают маслосборники и каналы для отвода утечек смазки. Преимуществом лабиринтных уплотнений является их способность работать при неограниченном пределе окружной скорости вала и при отсутствии механических потерь.

Для предотвращения утечки жидкой смазки широко используют маслоотражательные кольца и канавки на валах [3, с. 188–189].

При особо тяжелых условиях эксплуатации применяют комбинированные уплотнения [3, с. 189].

Надежным уплотнением, которое применяется при скоростях скольжения до 20 м/сек, является манжетное уплотнение [3, с. 190–192].

При конструктивном оформлении коробки скоростей в рассмотренных двух проекциях проставляют следующие размеры:

1. Габаритные размеры;

2. Сопряженные размеры с обозначением посадок (в местах установки зубчатых колес, муфт подшипников и т. п.);

3. Размеры с предельными отклонениями, которые по конструкции сборочной единицы проверяют при ее сборке;

4. Размеры зазоров, которые должны устанавливаться при сборке;

5. Присоединительные размеры: диаметр и длина выступающих концов вала; размеры шпонок на них; координаты между осями крепежных отверстий в корпусе, предназначенные для крепления корпуса к плите; диаметры этих отверстий и др.;

6. Основные размеры, характеризующие сборочную единицу или ее главные детали: межосевые расстояния с допускаемыми отклонениями, число зубьев и модули зубчатых и червячных колес и т. п.

В чертежах общих видов коробок скоростей и подач приводятся также следующие сведения:

1. Указания о дополнительной обработке деталей при сборке: «Сверлить и развернуть при сборке»; «После сборки развальцевать»; «При сборке отогнуть» и т. п.;

2. Указания о крайних (предельных) положениях движущихся элементов механизма (рычагов, ползунов и т. п.);

3. Указания о назначении рукояток и приборов для управления работой механизмов;

4. Технические характеристики сборочной единицы: общее передаточное число; наибольший крутящий момент на выходном валу; наибольшее число оборотов быстроходного вала; степень точности изготовления передач;

5. Технические требования к готовой сборочной единице (механизму): плавность хода; бесшумность; точность расположения входных и выходных деталей сборочной единицы; сопрягаемых с другими сборочными единицами, и т. п.;

6. Номера деталей, входящих в данную сборочную единицу, которые записывают на выносных линиях, оканчивающиеся на свободном поле чертежа полками. Чтобы номера деталей не были в беспорядке разбросаны по полю чертежа, рекомендуется объединять их в группы и располагать в обратном порядке, выравнивая по горизонтали или вертикали.

6. Требования к отчету

Отчет выполняется на отдельных листах формата А4 (ГОСТ 2.105–95).

В отчет должны быть приведены исходные данные для расчета, выбранная структура привода, структурная формула с соответствующими характеристиками групп передач, кинематическая схема привода, соответствующая данной структуре, компоновочная схема привода.

5. Контрольные вопросы

1. Последовательность выполнения расчетов при разработке компоновки привода.
2. Порядок разработки компоновки привода.
3. Конструктивное оформление валов и зубчатых передач.

6. Самостоятельная работа

1. Подготовить отчет по лабораторной работе (1,0 ч);
2. Подготовить ответы на контрольные вопросы и подготовиться к защите работы используя литературу [1, 2, 3].

Список рекомендуемой литературы

1. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 1. – Москва: Машиностроение, 1979. – 728 с.
2. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – Москва: Машиностроение, 1979. – 559 с.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 3. – Москва: Машиностроение, 1980. – 554 с.
4. Говорухин, В. А. Примерный расчет привода главного движения металлорежущих станков. Методические указания к выполнению домашнего задания и курсового проекта. – Томск: Ротапринт, 1983. – 20 с.
5. Гуртяков, А. М. Металлорежущие станки. Методические указания к выполнению курсового проекта. – Томск: Ротапринт, 1983. – 25 с.

6. Детали машин и основы конструирования коробок скоростей и подач / Ю. И. Свирщевский, Н. Н. Макейчик. – Минск: Высшая школа, 1976. – 590 с.

7. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. – Москва: Высшая школа, 1978. – 352 с.

8. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 2 /под ред. Д. Н. Решетова. – Москва: Машиностроение, 1972. – 520 с.

9. Кучер, М. М. Металлорежущие станки. – Ленинград: Машиностроение, 1969. – 120 с.

10. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: учебное пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скайбеда. – 2-е изд., испр. и доп. – Минск: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.

11. Модзелевский, А. А. и др. Токарные станки. – Москва: Машиностроение, 1973. – 282 с.

12. Поляков, В. С. Муфты / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш. – Москва-Ленинград: Машгиз, 1964. – 364 с.

13. Поляков, В. С. и др. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1982. – 383 с.

14. Приводы машин. Справочник /под ред. В. В. Длоучного. – Ленинград: Машиностроение, 1982. – 383 с.

15. Решетов, Д. Н. Детали машин. – Москва: Машиностроение, 1974. – 641 с.

16. Расчет и проектирование деталей машин /под ред. Г. Б. Столбова, К. П. Жукова. – М.: Высш. шк., 1978. – 247 с.

17. Колев, Н. С. и др. Металлорежущие станки. – Москва: Машиностроение, 1980. – 500 с.

18. Сафранович, А. А. и др. Карусельные станки. – Москва: Машиностроение, 1983. – 262 с.

19. Тарзиманов, Г. А. Проектирование металлорежущих станков. – Москва: Машиностроение, 1980. – 288 с.

20. Фомин, С. Ф. Устройство и наладка токарно-револьверных станков. – Москва: Машиностроение, 1976. – 184 с.

21. Чернов, Н. Н. Металлорежущие станки. – Москва: Машиностроение, 1978. – 389 с.

Практическая работа №5

МНОЖИТЕЛЬНЫЕ И СЛОЖЕННЫЕ СТРУКТУРЫ ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ И ПОДАЧ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

1. Цель работы

Изучить вопросы разработки кинематической схемы на основе множительной структуры.

2. Теоретические положения

2.1. Конструктивные варианты множительной структуры

Множительной структурой называется структура, состоящая из элементарных двухваловых механизмов, последовательно соединенных между собой в одну или несколько кинематических цепей.

На рис. 2.1 изображена кинематическая схема множительной структуры, состоящей из трех элементарных двухваловых передач: I–II, II–III, III–IV. Между соседними валами располагается группа передач. Группа может содержать от одной до четырех передач.

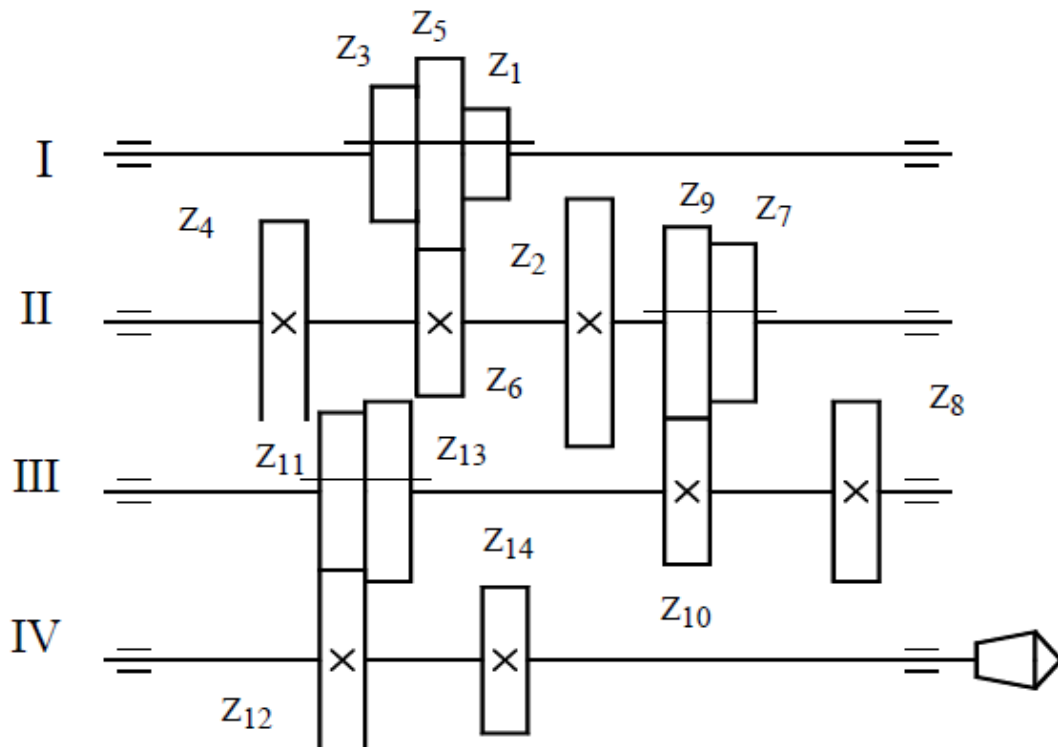


Рис. 2.1. Кинематическая схема множительной структуры

На рис. 2.2 показано упрощенное изображение множительной структуры. Множительная структура состоит из трех групп: a , b , c , при этом группа a состоит из трех передач ($Z_1 - Z_2$, $Z_3 - Z_4$ и $Z_5 - Z_6$), группа b — из двух передач ($Z_7 - Z_8$ и $Z_9 - Z_{10}$) и группа c из двух передач ($Z_{11} - Z_{12}$ и $Z_{13} - Z_{14}$).

Обозначим число передач в группе буквой P , тогда $P_a=3$, $P_b=2$ и $P_c=2$. Число ступеней вращения шпинделя Z определяется как произведение числа передач каждой группы, последовательно расположенных в множительной структуре:

$$Z = P_a \cdot P_b \cdot P_c = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 12. \quad (2.1)$$

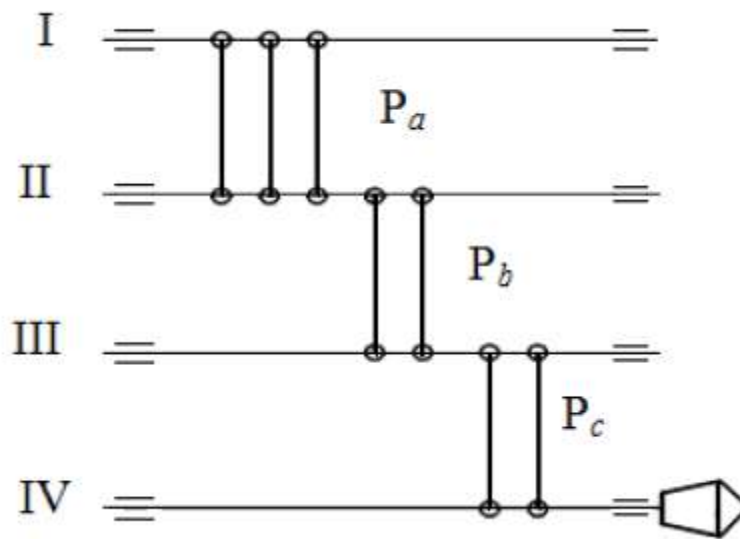


Рис. 2.2. Упрощенная кинематическая схема множительной структуры

Эта условная запись, определяющая число групп передач и число передач в каждой группе, называется структурной формулой множительной структуры. Последовательный порядок групп передач в множительной структуре определяет ее конструктивный вариант.

Число конструктивных вариантов для каждой структуры равно числу перестановок « m » групп передач:

$$K_{\text{констр.}} = \frac{m!}{q!}, \quad (2.2)$$

где m — число передач; q — число групп с одинаковым числом передач.

$$\text{Для нашего случая: } K_{\text{констр.}} = \frac{3!}{2!} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 3}{1 \cdot 2} = 3.$$

1. $Z = P_a \cdot P_b \cdot P_c = 3 \cdot 2 \cdot 2$.
2. $Z = P_b \cdot P_a \cdot P_c = 2 \cdot 3 \cdot 2$.
3. $Z = P_c \cdot P_b \cdot P_a = 2 \cdot 2 \cdot 3$.

Радиальные размеры каждой группы зависят от варианта переключения при регулировании частот вращения шпинделя. Примем, что группа P_a будет переключаться первой, группа P_b – второй и группа P_c – третьей. Обозначим частные передаточные отношения в каждой группе:

$$i_{1-2} = \frac{z_1}{z_2} < i_{3-4} = \frac{z_3}{z_4} < i_{5-6} = \frac{z_5}{z_6} \text{ (группа } P_a),$$

$$i_{7-8} = \frac{z_7}{z_8} < i_{9-10} = \frac{z_9}{z_{10}} \text{ (группа } P_b),$$

$$i_{11-12} = \frac{z_{11}}{z_{12}} < i_{13-14} = \frac{z_{13}}{z_{14}} \text{ (группа } P_c).$$

Пусть частота вращения вала I будет n_0 , тогда, последовательно переключая группу P_a , при минимальных частных передаточных отношениях в группе P_b и P_c , получаем на шпинделе следующие частоты вращения:

$$n_1 = n_0 \cdot i_{1-2} \cdot i_{7-8} \cdot i_{11-12},$$

$$n_2 = n_0 \cdot i_{3-4} \cdot i_{7-8} \cdot i_{11-12},$$

$$n_3 = n_0 \cdot i_{5-6} \cdot i_{7-8} \cdot i_{11-12}.$$

Для получения следующих частот вращения необходимо в соответствии с принятым вариантом переключения в группе P_b включить пару с передаточным отношением, оставив группу P_c в неизменном положении, и, снова переключая группу P_b , получаем

$$n_4 = n_0 \cdot i_{1-2} \cdot i_{9-10} \cdot i_{11-12},$$

$$n_5 = n_0 \cdot i_{3-4} \cdot i_{9-10} \cdot i_{11-12},$$

$$n_6 = n_0 \cdot i_{5-6} \cdot i_{9-10} \cdot i_{11-12}.$$

Следующие 6 частот вращения получаются аналогично, только в группе *Pc* необходимо включить пару с передаточным отношением:

$$n_7 = n_0 \cdot i_{1-2} \cdot i_{7-8} \cdot i_{13-14},$$

$$n_8 = n_0 \cdot i_{3-4} \cdot i_{7-8} \cdot i_{13-14},$$

$$n_9 = n_0 \cdot i_{5-6} \cdot i_{7-8} \cdot i_{13-14},$$

$$n_{10} = n_0 \cdot i_{1-2} \cdot i_{9-10} \cdot i_{13-14},$$

$$n_{11} = n_0 \cdot i_{3-4} \cdot i_{9-10} \cdot i_{13-14},$$

$$n_{12} = n_0 \cdot i_{5-6} \cdot i_{9-10} \cdot i_{13-14}.$$

Определим отношение передаточных отношений в группах.

Для группы *Pa*

$$\frac{i_{3-4}}{i_{1-2}} = \frac{i_{5-6}}{i_{3-4}} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{n_3}{n_2} = \frac{n_5}{n_4} = \frac{n_6}{n_5} = \dots = \frac{n_{12}}{n_{11}} = \varphi. \quad (2.3)$$

Для группы *Pb*

$$\frac{i_{9-10}}{i_{7-8}} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_5}{n_2} = \frac{n_6}{n_3} = \dots = \frac{n_{12}}{n_9} = \varphi^3. \quad (2.4)$$

Для группы *Pc*

$$\frac{i_{13-14}}{i_{11-12}} = \frac{n_7}{n_1} = \frac{n_8}{n_2} = \frac{n_9}{n_3} = \dots = \frac{n_{12}}{n_6} = \varphi^6, \quad (2.5)$$

или

для группы P_a	$i_{1-2} : i_{3-4} : i_{5-6} = 1 : \varphi : \varphi^2$	$\left \begin{array}{l} \varphi^x \quad x=1, \\ \varphi^x \quad x=3, \\ \varphi^x \quad x=3 \cdot 2. \end{array} \right.$
для группы P_b	$i_{7-8} : i_{9-10} = 1 : \varphi^3$	
для группы P_c	$i_{11-12} : i_{13-14} = 1 : \varphi^6$	

Таким образом, отношение частных передаточных отношений в каждой группе составляет геометрическую прогрессию со знаменателем φ^x .

Показатель степени при φ называется характеристикой группы. Для группы $Pax = 1$. Эта группа называется основной. Она переключается первой и постоянна при изменении частот вращения. Для группы $Pbx = 3$, для группы $Pcx = 6$. Группа Pb называется первой переборной, группа Pc – второй переборной. Значение характеристики группы связано с принятым вариантом переключения. В нашем случае $xa = 1$, $xb = 3$; $xc = Pa \cdot Pb = 3 \cdot 2 = 6$, т. е. характеристика переборных групп определяется как произведение числа передач в группах, кинематически предшествующих рассматриваемой группе. В общем случае

$$x_m = P_a \cdot P_b \cdot \dots \cdot P_{m-1}. \quad (2.6)$$

Характеристика группы в структурных формулах записывается в виде индекса к обозначению групп передач:

$$Z = P_{xa} \cdot P_{xb} \cdot P_{xc} \cdot \dots \cdot P_{xm}. \quad (2.7)$$

В нашем случае $Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$.

Для принятого конструктивного варианта может быть несколько кинематических вариантов:

$$\begin{aligned} K_{\text{кин.}} &= m!, \\ K_{\text{кин.}} &= 1 \cdot 2 \cdot 3 = 6; \end{aligned} \quad (2.8)$$

1. $Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$.
2. $Z = 3_1 \cdot 2_6 \cdot 2_3$.
3. $Z = 3_2 \cdot 2_1 \cdot 2_6$.
4. $Z = 3_2 \cdot 2_6 \cdot 2_1$.
5. $Z = 3_4 \cdot 2_2 \cdot 2_1$.
6. $Z = 3_4 \cdot 2_1 \cdot 2_2$.

Общее число вариантов для любой множительной структуры:

$$K = K_{\text{кин.}} \cdot K_{\text{констр.}} \quad (2.9)$$

Для рассматриваемого примера $K = 6 \cdot 3 = 18$.

При кинематических расчетах используют величину, называемую диапазоном регулирования передаточных отношений группы R . Это отношение максимального передаточного отношения в группе к минимальному:

$$R = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \quad (2.10)$$

Для основной группы P_a

$$R = \frac{i_{5-6}}{i_{1-2}} = \varphi^2.$$

Для первой переборной группы P_b

$$R = \frac{i_{9-10}}{i_{7-8}} = \varphi^3.$$

Для второй переборной группы P_c

$$\frac{i_{13-14}}{i_{11-12}} = \varphi^6.$$

В общем случае диапазон регулирования, определяющий радиальные размеры группы, рассчитывают по формуле

$$R_i = \varphi^{(P_i-1)P_a P_b P_c \dots} = \varphi^{(P_i-1)x_i}, \quad (2.11)$$

где P_i – число передач в рассматриваемой группе; x_i – характеристика рассматриваемой группы.

В четвертом кинематическом варианте величина $\frac{i_{\max}}{i_{\min}}$ в разных группах передач имеет следующие значения:

– основная группа $R = \varphi^{(2-1)} = \varphi^1$;

- первая переборная группа $R = \varphi^{(3-1) \cdot 2} = \varphi^4$;
- вторая переборная группа $R = \varphi^{(2-1) \cdot 3 \cdot 2} = \varphi^6$.

Практикой проектирования станков установлено, что коробки скоростей удачно komponуются (конструируются), если частотные передаточные отношения в группах передач удовлетворяют нижеуказанным предельным значениям:

для коробок привода главного движения:

$$i_{max} \leq 2;$$

$$i_{min} \geq \frac{1}{4}$$

$$\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} \leq \frac{2}{1} \div \frac{1}{4} \leq 8,$$

для коробок привода подачи:

$$i_{max} \leq 2,8;$$

$$i_{min} \geq \frac{1}{5}$$

$$\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} \leq \frac{2,8}{1} \div \frac{1}{5} \leq 14.$$

Учитывая, что наибольшие габариты всегда имеет последняя переборная группа, которая лимитирует конструируемость коробок скоростей и подач в целом, проверку на конструируемость целесообразно проводить только для этой группы по формуле

$$R_{max} = \left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} \leq \varphi^{x_{max}} \leq K, \quad (2.12)$$

где $K \leq 8$ или 14.

Пусть в нашем примере $\varphi = 1,41$, тогда:

- в первом варианте переключения $R_{max} = \varphi^{(2-1) \cdot 3 \cdot 2} = 1,41^6 = 8$,
- во втором – $R_{max} = \varphi^6 = 8$,
- в третьем – $R_{max} = \varphi^6 = 8$,
- в четвертом – $R_{max} = \varphi^6 = 8$,
- в пятом – $R_{max} = \varphi^{(3-1) \cdot 2 \cdot 2} = \varphi^8 = 1,41^8 = 16 > 8$,
- в шестом – $R_{max} = \varphi^{(3-1) \cdot 2 \cdot 2} = \varphi^8 = 1,41^8 = 16 > 8$.

Таким образом, варианты пять и шесть не удовлетворяют условию свертываемости, так как последние переборные группы имеют чрезмерно большие габариты. Во избежание таких случаев в последней переборной группе не рекомендуется иметь более двух передач.

Для выбранного варианта переключения по формуле (2.12) можно определить значение φ_{max} , при котором этот вариант возможен:

$$\varphi_{max} \leq {}^{x_{max}}\sqrt{K}. \quad (2.13)$$

Пример. Пусть дана структурная формула коробки скоростей

$$Z_v = 4_1 \cdot 2_4 \cdot 2_8 = 16.$$

Определить φ_{max} , с которым может быть сконструирована коробка скоростей при заданном варианте переключения:

$$\varphi_{max} = {}^{(2-1) \cdot 4 \cdot 2}\sqrt{8} = {}^8\sqrt{8} = 1,29.$$

Принимаем ближайшее стандартное значение $\varphi = 1,26$.

Из конструктивных соображений иногда отступают от установленных предельных частотных передаточных отношений. Так, в приводе кулисного механизма поперечно-строгального $ka i_{min} \leq \frac{1}{5} \div \frac{1}{7}$, в приводе планшайбы карусельного станка $i_{min} \leq \frac{1}{20}$.

Для определения передаточных отношений множительной структуры используется графоаналитический метод, в основе которого лежит последовательное построение структурных сеток и графиков частот вращения.

2.2. Построение структурных сеток

Для построения структурной сетки прежде всего изображается исходная сетка, которая имеет:

- 1) столько горизонтальных линий, сколько валов во множительной структуре;
- 2) столько вертикальных линий, сколько частот вращения имеет шпиндель станка.

Горизонтальные линии сетки располагаются на равном расстоянии (без масштаба, на простой шкале) и обозначаются теми же знаками, что и валы на кинематической схеме множительной структуры (коробки скоростей).

Вертикальные линии сетки, обозначающие частоты вращения, также располагаются на равных расстояниях, но по логарифмической шкале. Для наглядности на шкале частот вращения записываются не $\ln n$, а абсолютные значения n .

Построение структурной сетки рассмотрим на примере:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 = 12.$$

Для облегчения построения справа от исходной сетки, в пространстве между валами, проставляем количество передач соответствующей группы P_i с характеристикой данной группы x_i (рис. 2.3).

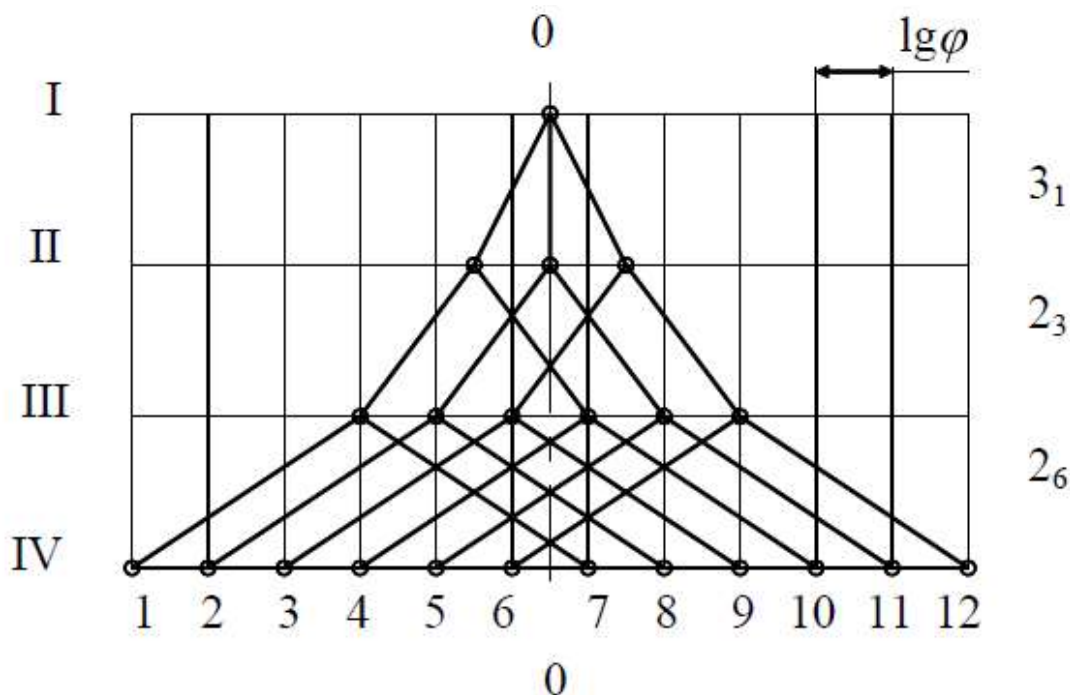


Рис. 2.3. Структурная сетка

Вал II имеет 3 частоты вращения, поэтому из полученной точки проводим 3 луча симметрично так, чтобы расстояние между их концами было равно логарифму характеристики группы, расположенной между валами I и II. Каждый луч обозначает конкретную передачу. Затем из каждой точки вала II проводим по 2 луча так, чтобы концы их отстояли друг от друга на валу III на расстоянии равном $3 \lg \varphi$, так как характеристика данной группы $x = 3$. На валу III получим 6 частот вращения. Параллельные лучи обозначают одни и те же передачи.

Последняя переборная группа строится аналогично предыдущим.

Структурная сетка позволяет графическим путем найти наилучший вариант переключения передач, соответствующий их минимальным габаритам, а также является вспомогательным инструментом для построения графика частот вращения. На рис. 2.4 изображена структурная сетка для множительной структуры $Z = 3_4 \cdot 2_2 \cdot 2_1$.

В представленной структуре изменен порядок переключения групп передач.

Это обстоятельство сказалось на изменении отношений передаточных отношений, причем в сторону их ухудшения.

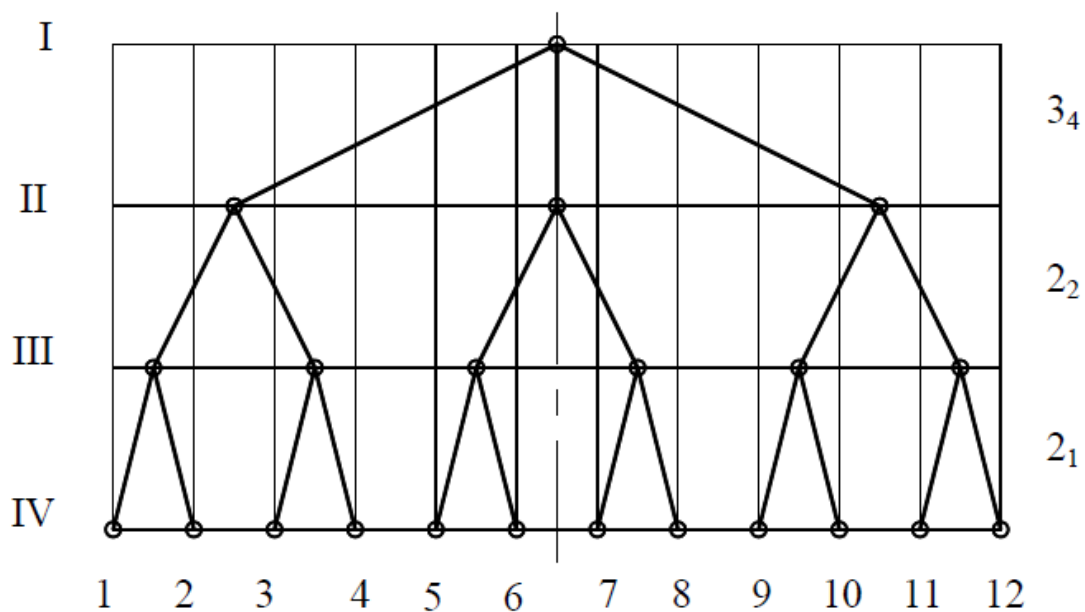


Рис. 2.4. Структурная сетка

Между I и II валами теперь располагается группа с отношением передаточных отношений $\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} = \varphi^8$, в предыдущем варианте переключения $\frac{i_{max}}{i_{min}} = \varphi^2$. Габариты этой группы существенно увеличились. Реализация рассматриваемого варианта переключения привела бы к созданию коробки скоростей неприемлемых размеров. Благоприятным вариантом переключения с точки зрения габаритов передач следует считать тот, который представлен на рис. 2.3.

По структурной сетке можно определить:

1. Число частот вращения на каждом валу множительной структуры (коробки скоростей).

2. Число групп передач в структуре и порядок их конструктивного расположения.

3. Число передач в каждой группе.

4. Характеристики групп передач.

5. Диапазон регулирования передаточных отношений в каждой группе передач.

Например, в основной группе (рис. 2.3) $\lg R = 2\lg \varphi$, или $R = \varphi^2$; в первой переборной группе $\lg R = 3\lg \varphi$, или $R = \varphi^3$; во второй переборной группе $\lg R = 6\lg \varphi$, или $R = \varphi^6$.

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя определяется как расстояние между крайними точками на последнем валу коробки скоростей.

Для нашего случая $\lg R_n = 11 \lg \varphi$, или $R_n = \varphi^{11}$.

2.3. Построение графика частот вращения

График частот вращения служит для определения частных и общих передаточных отношений. Для его построения должны быть известны:

- 1) знаменатель геометрического ряда частот вращения φ ;
- 2) частоты вращения шпинделя от $n_1 = n_{\max}$ до $n_z = n_{\min}$;
- 3) частота вращения приводного электродвигателя n_9 ;
- 4) кинематическая схема коробки скоростей, включая одиночные передачи (зубчатые, ременные передачи).

В качестве примера для построения графика частоты вращения возьмем вариант (рис. 2.3) $Z = 1 \cdot 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$, добавив гибкую связь (ременную передачу) между электродвигателем и валом I.

Порядок построения графика частот вращения:

1. Строят исходную сетку графика так же, как и исходную сетку для структурной сетки, однако количество вертикальных линий может быть больше числа частот вращения шпинделя. Это необходимо, чтобы частота вращения электродвигателя располагалась в пределах исходной сетки (рис. 2.5).

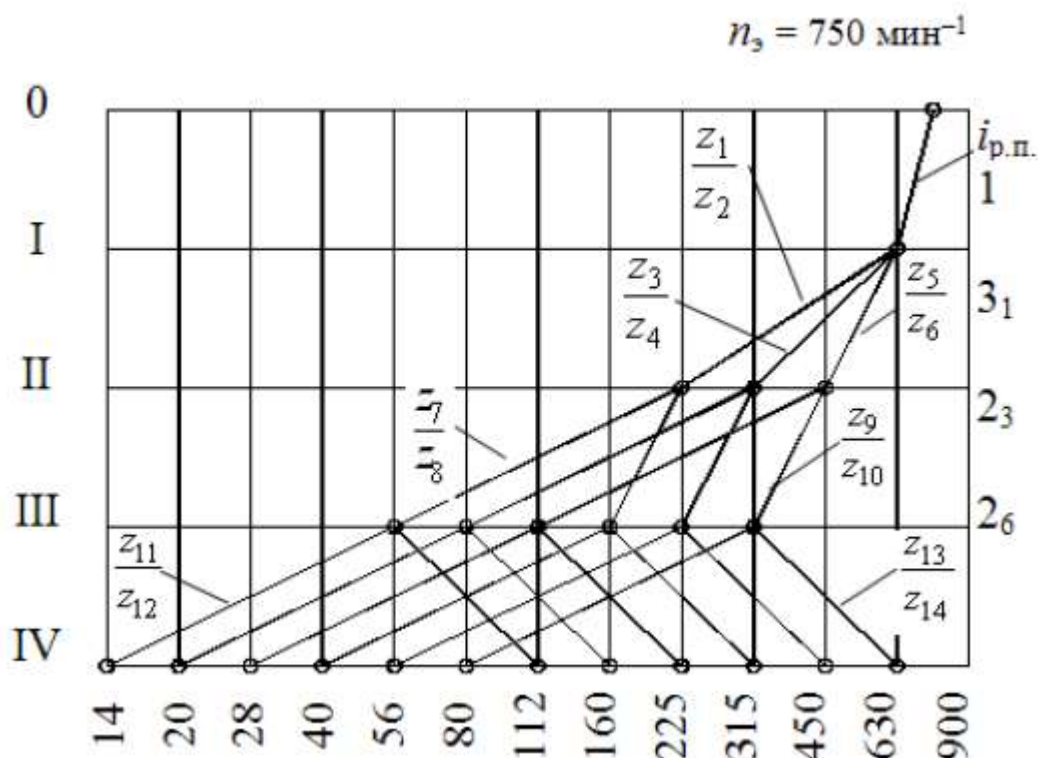


Рис. 2.5. График частот вращения

Перед валом I изображают «О» вал электродвигателя.

2. Наносят значения частот вращения на последний вал (на шпинделе) коробки скоростей, выбранные по ГОСТ 8032–56 «Предпочтительные ряды частот вращения». Допустим, в примере задано: $n_{\min} = n_1 = 14 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\max} = n_{12} = 630 \text{ мин}^{-1}$; $\varphi = 1,41$; $n_3 = 750 \text{ мин}^{-1}$.

3. На линию вала электродвигателя наносят значения частот вращения приводного электродвигателя.

4. Ременной (во фрезерных, сверлильных и др. станках зубчатой) передачей «вписывают» частоту вращения электродвигателя в ряд частот вращения шпинделя. В нашем случае это точка в пересечении вала I и частоты $n = 630 \text{ мин}^{-1}$.

5. Определяют общее минимальное передаточное отношение коробки скоростей I_{\min} , выразив его через знаменатель геометрической прогрессии φ :

$$I_{\min} = \frac{1}{\varphi^{11}}.$$

6. Общее минимальное передаточное отношение I_{min} разбивают на частные минимальные отношения i_{min} каждой группы передач, помня при этом, что $i_{min} \geq \frac{1}{4}$, а также, что частные минимальные передаточные отношения от вала I к последнему валу должны уменьшаться:

$$I_{min} = \frac{1}{\varphi^{11}} = \frac{1}{\varphi^3} \cdot \frac{1}{\varphi^4} \cdot \frac{1}{\varphi^4}.$$

На графике частот вращения частные минимальные передаточные отношения изображаются в виде лучей, проходящих через 3 и 4 клетки влево (понижающие передаточные отношения).

7. В соответствии со структурной сеткой (рис. 2.3) производят окончательное построение графика частот вращения.

8. По графику (рис. 2.5) определяют все передаточные отношения:

$$i_{p.п.} = \frac{630}{750};$$

в основной группе P_a :

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,41^3} = \frac{1}{2,82} = \frac{5}{14};$$

$$\frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,41^2} = \frac{1}{2};$$

$$\frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{\varphi^1} = \frac{1}{1,41} = \frac{5}{7};$$

в первой переборной группе P_b :

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,41^4} = \frac{1}{4};$$

$$\frac{z_9}{z_{10}} = \frac{1}{\varphi^1} = \frac{1}{1,41} = \frac{5}{7};$$

во второй переборной группе P_c :

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,41^4} = \frac{1}{4};$$

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{\varphi^2}{1} = \frac{1,41^2}{1} = \frac{2}{1}.$$

Общее максимальное передаточное отношение коробки скоростей

$$I_{max} = \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{1}{\varphi^1} \cdot \frac{1}{\varphi^1} \cdot \frac{\varphi^2}{1} = \frac{1,41^2}{1,41^2} = 1.$$

Вариант построенного графика частот вращения не является единственным с точки зрения радиальных размеров коробки скоростей. Хотя на стадии кинематического расчета невозможно найти наилучший кинематический и конструктивный вариант, но отказаться от большинства как непригодных можно, если руководствоваться следующими рекомендациями:

1. Размеры зубчатых колес и привода в целом будут минимальными, если разница в числе зубьев колес в группах будет наименьшей. Этому требованию удовлетворяет основная группа, в которой число зубьев в паре колес отличается в φ^1 раз. Поэтому целесообразно выбирать конструктивный вариант, в котором бы основная группа имела наибольшее число передач, т. е. $P_a > P_b > P_c \dots$

2. Однако в случае установки на первом валу коробки скоростей дополнительных механизмов в виде муфт реверса или тормозных устройств на нем не следует располагать более двух зубчатых колес, так как при этом существенно возрастают осевые размеры коробки (например, вместо $Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ надо принять $Z = 2_1 \cdot 3_2 \cdot 2_6$).

3. Конструктивный вариант привода должен соответствовать кинематическому, т. е. характеристики групп передач должны возрастать от первого вала к шпинделю ($X_a < X_b < X_c < \dots < X_m$).

4. Минимальные частные передаточные отношения в группах должны уменьшаться по мере приближения к шпинделю, достигая предельной величины в последней переборной группе:

$$i_{amin} > i_{bmin} > i_{cmin} \dots > i_{mmin} \geq |i_{min}|.$$

Выполнение этого условия позволяет поднять уровень минимальных частот вращения промежуточных валов в область более высоких частот вращения, тем самым уменьшить величины передаваемых крутящих моментов, это будет способствовать уменьшению радиальных размеров валов и зубчатых колес.

Чем выше частота вращения вала n_i , тем меньше крутящий момент $M_{кр.i}$, диаметр вала (из условий прочности) и модуль зубчатых колес, расположенных на этом валу.

5. На шпинделе станка не рекомендуется устанавливать более двух зубчатых колес, так как это приводит к излишней деформации шпинделя. С этой же целью зубчатые колеса на шпинделе необходимо устанавливать ближе к его передней опоре.

6. Для уменьшения номенклатуры зубчатых колес необходимо стремиться к симметричному расположению лучей на графике частот вращения хотя бы для одной группы ($i_{min} \cdot i_{max} = 1$). Чем «симметричнее» группа, тем меньше ее размеры.

7. Необходимо избегать повышающих передач в группе, передающей вращение на шпиндель, так как в этом случае ведомое колесо нужно иметь как можно бóльших размеров из-за большого диаметра шпинделя, который рассчитывается не из условия прочности, а жесткости. Ведущее колесо может получиться неприемлемых размеров.

2.4. Множительные структуры с наложением частот вращения

При проектировании коробок скоростей на $Z = 16$ и более ступеней в последней переборной группе передач получают недопустимо большие значения $(\frac{i_{max}}{i_{min}})_{max}$, при которых коробка не конструируется. Современные универсальные станки для широкого диапазона использования должны иметь развитые коробки скоростей. Например, токарно-винторезный станок модели 16K20 имеет $Z = 22$.

Для того чтобы проектируемая коробка могла осуществить заданное число (Z) ступеней, применяют метод улучшения кинематики за счет частичного совпадения (наложения) некоторой части частот вращения шпинделя.

Пусть поставлена задача спроектировать коробку на $Z = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 18$ с $\varphi = 1,41$. Даже для лучшего варианта переключения $Z = 3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_9$ в последней переборной группе $(\frac{i_{max}}{i_{min}})_{max} = \varphi^9 = 1,41^9 = 22,4 > 8$, что значительно больше допустимого. Однако путем искусственного уменьшения характеристик групп передач можно создать желаемую структуру, если ее разработать на число ступеней Z' , большее, чем Z , на некоторую величину наложенных ступеней ΔZ :

$$Z' = Z + \Delta Z, \text{ и тогда } Z = Z' - \Delta Z.$$

Наложение частот вращения обычно делают в последней переборной группе.

Характеристика группы, в которой происходит наложение частот вращения, рассчитывается по формуле

$$X = P_a \cdot P_b \cdot P_c \dots - \Delta Z. \quad (2.14)$$

Диапазон регулирования в этой группе

$$R = \varphi^{(P_z - 1) \cdot P_a \cdot P_b \cdot P_c \dots - \Delta Z} \leq |R|, \quad (2.15)$$

где P_z – число передач в последней переборной группе.

При разработке коробок скоростей с наложением частот вращения необходимо иметь минимальное число передач в последней переборной группе ($P_z = 2$) и стремиться к минимальному числу наложенных частот вращения.

Для нашего случая характеристика последней переборной группы $x = 3 \cdot 2 \cdot 2 - 6 = 6$, а диапазон регулирования

$$R = \varphi^{(2-1) \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 - 6} = \varphi^6 = 1,41^6 = 8 = |R|.$$

Разработанная коробка скоростей по габаритам укладывается в допустимые пределы.

Структурная сетка для структурной формулы

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 \cdot 2_6 - 6 = 18$$

показана на рис. 2.6.

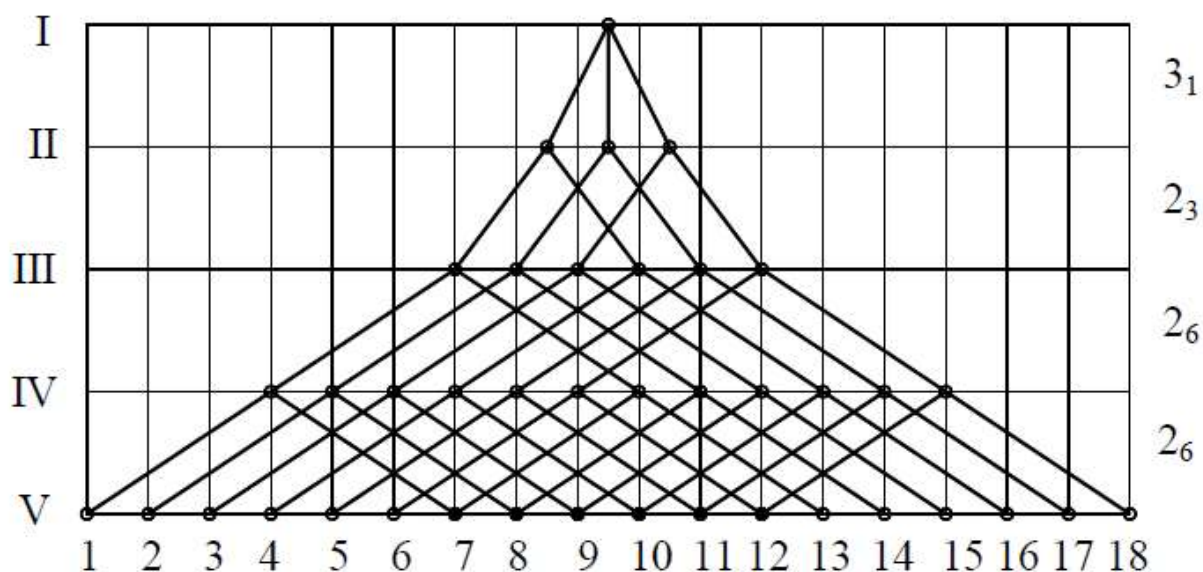


Рис. 2.6. Структурная сетка

График частот вращения строится по аналогии с графиком обычной множительной структуры.

2.5. Множительные структуры с ломаным (неравномерным) геометрическим рядом

Обследование обширного количества универсальных станков показало, что большую часть рабочего времени они эксплуатируются на средних частотах вращения шпинделя. Исходя из экономической целесообразности использования станочного оборудования в коробках скоростей стали применять ломаные геометрические ряды частот вращения, задействуя в средней части диапазона регулирования R_n малое значение знаменателя ряда φ_2 , а по краям большое значение φ_1 . При этом обязательно должно быть выполнено условие: $\varphi_1 = \varphi_2^2$.

Особенности кинематического расчета подобных структур покажем на конкретном примере.

Пусть задано: $Z = P_a \cdot P_b \cdot P_c$; $\varphi_1 = 1,58$ и $\varphi_2 = 1,26$; диапазон регулирования частот вращения шпинделя $R_n = 80$.

Определяем число ступеней коробки скоростей при меньшем $\varphi_2 = 1,26$:

$$Z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi_2} + 1 = \frac{\lg 80}{\lg 1,26} + 1 = 20.$$

Число ступеней со знаменателем ряда $\varphi_1 = 1,58$:

$$Z_1 = \frac{2 \lg |R|}{\lg \varphi_1} - 1 = \frac{2 \lg 8}{\lg 1,58} - 1 = 8,$$

где R – допускаемый диапазон регулирования передаточных отношений в группах. Характеристика последней переборной группы P_c :

$$x_{pc} = \frac{Z_1 + 1}{2} = \frac{8 + 1}{2} = 4,5.$$

Структурную формулу можно записать в таком виде:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_{4,5} = 12.$$

Построение структурных сеток и графиков частот вращения ведут при меньших значениях φ_2 , а, учитывая, что $\lg \varphi_1 = 2 \lg \varphi_2$, окончательно структурная формула будет выглядеть так: $Z = 3_2 \cdot 2_6 \cdot 2_9 = 12$ (рис. 2.7).

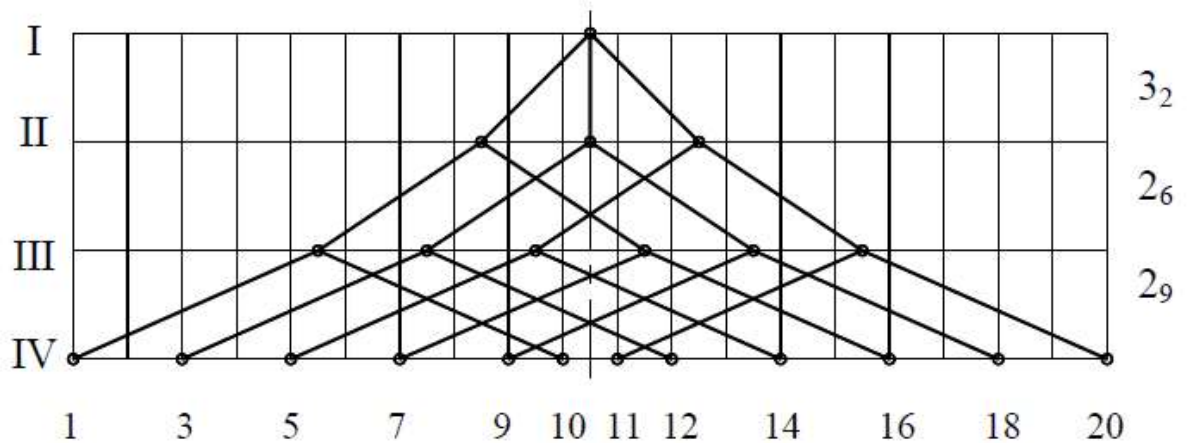


Рис. 2.7. Структурная сетка

Так, для рассматриваемого случая с ломаным рядом диапазон регулирования будет $R_n = \varphi_2^{Z-1} = \varphi_2^{20-1} = \varphi_2^{19}$, а для равномерной структуры диапазон регулирования был бы $R_n = \varphi_2^{Z-1} = \varphi_2^{12-1} = \varphi_2^{11}$.

Структуры с ломаным рядом позволяют при том же числе валов и передач существенно расширить диапазон регулирования частот вращения, что является важным для универсальных станков.

2.6. Множительные структуры с регулируемыми электродвигателями переменного тока

Для уменьшения габаритов коробок скоростей с сохранением диапазона регулирования частот вращения в станкостроении находят применение двух- и реже трехскоростные электродвигатели переменного тока. При этом непрерывный геометрический ряд частот вращения шпинделя будет обеспечиваться только тогда, когда частоты вращения вала электродвигателя при переключении пар полюсов будут изменяться в два раза ($n_{эл.} = 750/1500, 1500/3000, 750/1500/3000 \text{ мин}^{-1}$).

Механическая часть коробки скоростей существенно упрощается, так как регулируемый электродвигатель принимает на себя роль одной механической группы передач. При кинематических расчетах регулируемый электродвигатель принимается в качестве первой переборной группы, а в качестве основной – механическая группа с числом передач, зависящих от значения знаменателя ряда ϕ . При переключении частот вращения основная группа подготавливает удвоение частот вращения, а удвоение осуществляет электродвигатель переключением на вторую, более высокую, скорость.

Например, проектируется коробка скоростей с $\phi = 1,41$, удвоение ряда будет подготовлено в том случае, если вначале будем переключать группу передач с двумя передачами на одной частоте вращения вала электродвигателя, при этом на шпинделе получим n_1, n_2 . Частоту вращения $n_3 = 2n_1$ получим переключением электродвигателя на более высокую скорость, в то время как основная группа вернется в исходное положение. Далее, переключая основную группу, получаем n_4, n_5 и т. д.

Структурная формула для этого случая будет иметь вид

$$Z = P_a \cdot P_{эл} = 2_1 \cdot 2_2 = 4.$$

Характеристика переборных групп передач определяется, как и в обычной множительной структуре.

При использовании в коробках скоростей $\varphi = 1,26$ удвоение значения члена ряда частот вращения наступает на четвертом члене, следовательно, в качестве основной группы необходимо принять $P_a = 3$. И структурная формула будет иметь такой вид:

$$Z = P_a \cdot P_{эл.} = 3_1 \cdot 2_3 = 6.$$

Недостаток множительных структур с регулируемыми электродвигателями заключается в том, что они задают жесткий структурный и кинематический вариант, часто нецелесообразный с точки зрения габаритов передач.

Например, требуется спроектировать коробку скоростей ($Z = 18$; $\varphi = 1,26$) с двухскоростным электродвигателем.

Структурная формула для этого случая:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 3_6 = 18.$$

Диапазон регулирования передаточных отношений в последней переборной группе $R = \varphi^{(3-1) \cdot 3 \cdot 2} = 1,26^{12} = 16$, что больше допустимого.

На рис. 2.8 представлена упрощенная кинематическая схема и структурная сетка для множительной структуры с регулируемым электродвигателем переменного тока со структурной формулой:

$$Z = 3_1 \cdot 2_{эл.} \cdot 2_6 = 12.$$

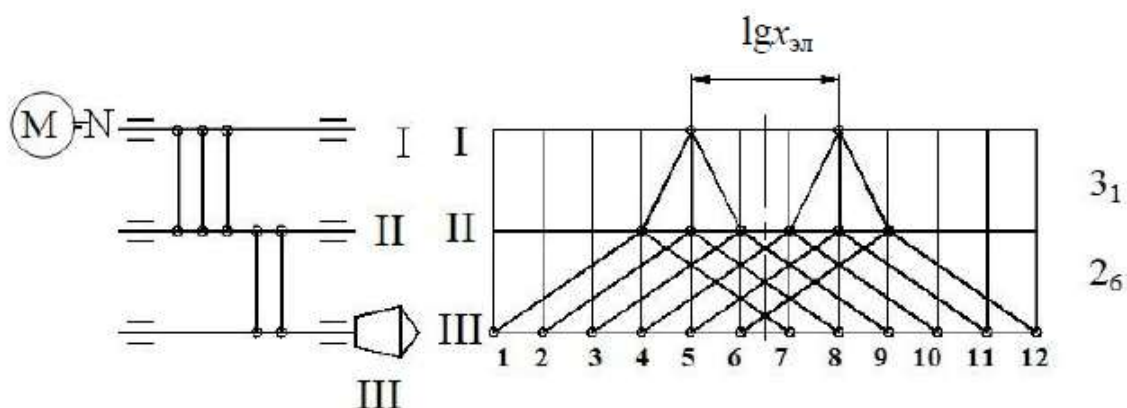


Рис. 2.8. Упрощенная кинематическая схема и структурная сетка

На рис. 2.9 показана упрощенная кинематическая схема для сложной структуры с регулируемым электродвигателем переменного тока

$$Z = 3_1 \cdot 2_{\text{эл.}} \cdot 1 + 3_1 \cdot 2_{\text{эл.}} \cdot 1 \cdot 2_6 \cdot 1 = 18.$$

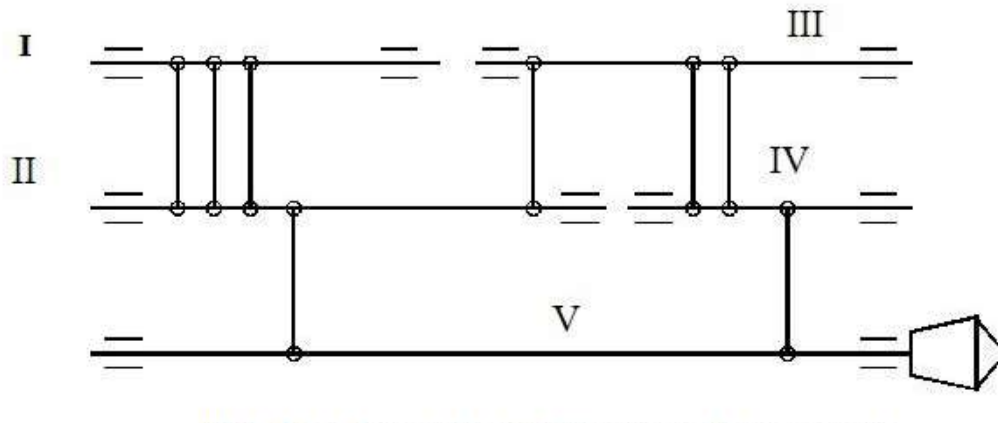


Рис. 2.9. Упрощенная кинематическая схема

На рис. 2.10 изображена структурная сетка для этой структуры

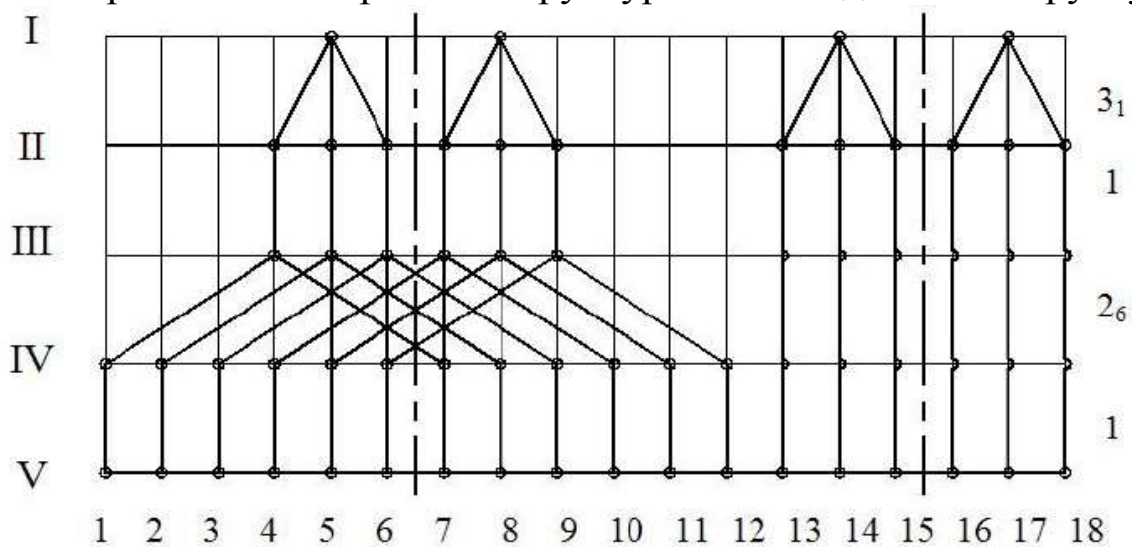


Рис. 2.10. Структурная сетка

Как следует из рисунков, применение регулируемых электродвигателей переменного тока может привести к упрощению кинематики привода главного движения (сравните рис. 2.3, рис. 2.8 и рис. 2.9) и уменьшению габаритов коробки скоростей.

2.7. Множительные структуры с регулируемыми электродвигателями постоянного тока

В станках с ЧПУ и многооперационных станках нашли применение регулируемые электродвигатели постоянного тока с меха-

нической коробкой скоростей на 2, 3, 4 ступени. Общий диапазон регулирования таких структур будет

$$R_n = R_{\text{эл.}} \cdot R_{\text{мех.}} \quad (2.16)$$

Предположим, что в структурах имеется коробка скоростей на Z ступеней с соответствующим числом общих передаточных отношений: $I_1, I_2, I_3 \dots I_z$. Тогда посредством I_1 можно получить на шпинделе непрерывный ряд частот вращения от n_1 до $n_1 R_{\text{эл.}}$ за счет регулирования скорости электродвигателя. На передаточном отношении I_2 получается непрерывный ряд частот вращения от $n_1 R_{\text{эл.}}$ до $n_1 R_{\text{эл.}}^2$ или в общем виде:

$$\begin{aligned} I_1 & n_1 \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}, \\ I_2 & n_1 R_{\text{эл.}} \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}^2, \\ I_3 & n_1 R_{\text{эл.}}^2 \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}^3, \\ I_z & n_1 R_{\text{эл.}}^{z-1} \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}^z. \end{aligned}$$

Отсюда

$$R_n = \frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{min}}} = \frac{n_1 R_{\text{эл.}}^z}{n_1} = R_{\text{эл.}}^z. \quad (2.17)$$

Число механических ступеней коробки скоростей

$$Z_M = \frac{\lg R_n}{\lg R_{\text{эл.}}} \quad (2.18)$$

Число электрических ступеней двигателя

$$Z_{\text{э}} = \frac{\lg r}{\lg \varphi} + 1, \quad (2.19)$$

где r – диапазон регулирования электродвигателя.

Пример.

Задано $R_n = 32$ и $r = 2$. Тогда $Z_M = \frac{\lg 32}{\lg 2} = 4$.

Коробка на четыре ступени может состоять из двух групп:

$$Z_M = P_1 \cdot P_2 = 2 \cdot 2 = 4.$$

Особенность дальнейшего кинематического расчета заключается в том, что ряд бесступенчатый, и для него $\varphi = 1$. На структурных сетках расстояние между вертикальными линиями будет $\lg \varphi = \lg 1 = 0$.

Для выхода из этого положения зададим произвольное стандартное значение φ , например $\varphi = 1,26$, и построим структурную сетку для ступенчатого регулирования.

Определим число электрических ступеней двигателя по формуле (2.19):

$$Z_{\text{э}} = \frac{\lg 2}{\lg 1,26} + 1 = \frac{0,301}{0,1} + 1 \approx 4.$$

Общее число ступеней привода станка

$$Z = Z_{\text{э}} \cdot Z_{\text{М}} = Z_{\text{э}} \cdot P_1 \cdot P_2 = 4 \cdot 2 \cdot 2 = 16.$$

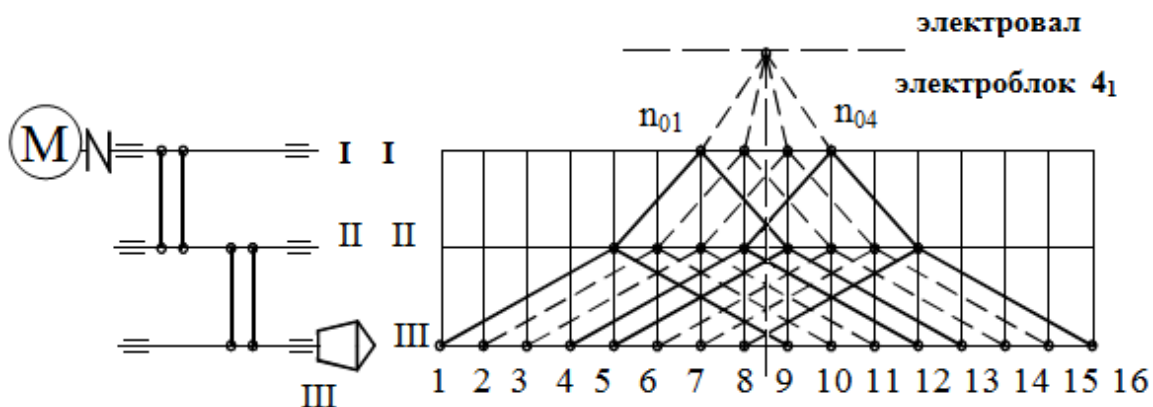


Рис. 2.11. Упрощенная кинематическая схема и структурная сетка

На рис. 2.11 изображена упрощенная кинематическая схема коробки скоростей на $Z = 16$ ступеней с регулируемым двигателем постоянного тока и структурная сетка. Электродвигатель при кинематических расчетах принимается в качестве основной группы с характеристикой $x = 1$.

Построение графика начинают с отметкой на валу I точками значения частот вращения $n_{01} - n_{04}$, создаваемых двигателем. А далее построение продолжают таким же методом, как и при ступенчатом регулировании.

Кроме валов коробки скоростей (I, II, III), на рис. 2.11 добавлен условный «электровал», передающий четырехступенчатым «электроблоком» вращение первому валу коробки (n_{01-04}). Добавочное построение к структурной сетке позволяет более наглядно представить общую взаимосвязь всех без исключения групп передач, входящих в состав привода.

3. Сложенные структуры приводов главного движения и подачи металлорежущих станков

3.1. Характеристика сложной структуры

Современные металлорежущие станки имеют широкий диапазон регулирования частот вращения шпинделя. С повышением частот вращения всех звеньев кинематики неизбежно возрастают энергетические потери на трение, возникают вибрации, резко падает КПД станка и т. д.

В практике станкостроения для устранения этих явлений, хотя бы частично, применяют сложные структуры.

Сложной называется структура многоскоростного привода, состоящая из двух или более кинематических цепей передач, каждая из которых является обычной множительной структурой. Одна из этих цепей – короткая – предназначена для высших скоростей привода, другие – более длинные – для низших скоростей. Общее число скоростей привода определяется как сумма чисел скоростей всех кинематических цепей привода. Таким образом, сложная структура составлена суммой множительных структур. Структурная формула при двух составляющих структурах

$$Z = Z_1 + Z_2,$$

где Z – общее число скоростей привода;

Z_1 и Z_2 – число скоростей первой и второй составляющих структур.

Как правило, у структур Z_1 и Z_2 есть общая часть, которую обозначим через Z° . Тогда

$$Z_1 = Z^\circ \cdot Z', \quad Z_2 = Z^\circ \cdot Z'' \text{ и } Z = Z^\circ (Z' + Z'').$$

Если $Z_1 = Z^\circ$, а $Z_2 = Z^\circ \cdot Z'$, $Z = Z^\circ (1 + Z')$.

Структура Z° используется для получения всех скоростей на выходе привода и называется основной. Структуры Z' и Z'' называют дополнительными и используют для получения только части скоростей на выходе привода. Дополнительных структур может быть несколько и каждая из них служит для получения скоростей определенной части диапазона регулирования привода.

Как правило, дополнительные структуры служат для получения низшей части диапазона скоростей, а основная – более короткая – высшей.

Практически, укорочение кинематической цепи на части диапазона осуществляется сцеплением выходного вала привода с последним валом основной структуры и выключением тем самым дополнительных структур из передачи движения.

3.2. Виды сложенных структур и их классификация

Классификация сложенных структур (рис. 3.1) может быть произведена по следующим признакам:

- числу дополнительных структур;
- способу соединения дополнительных структур;
- способу передачи движения от основной структуры на выход привода.

Классификация по числу дополнительных структур. Теоретически число дополнительных структур может быть любым. Привод с одной или двумя дополнительными структурами имеет свойства, достаточные для удовлетворения требований практики станкостроения. При количестве дополнительных структур более двух привод усложняется настолько, что делается практически неприемлемым. Поэтому исследовались только такие схемы, которые имеют не более двух дополнительных структур.

Классификация по способу соединения дополнительных структур. По этому признаку сложенные структуры можно подразделить на следующие классы : А – с одной дополнительной структурой (рис. 3.2) ; Б – с двумя дополнительными структурами, соединенными параллельно (рис. 3.3); В – с последовательным соединением двух дополнительных структур (рис. 3.3, а); Г – с параллельно-последовательным соединением двух дополнительных структур (рис. 3.3,в).

Основная структура состоит из одной или нескольких групп передач, соединенных последовательно так же, как и обычные множительные структуры. Поэтому для основной структуры действительны все закономерности обычных структур. На выходном валу основной структуры различных скоростей, которые определяются как произведение чисел скоростей множительных групп передач, т. е.

$$Z^{\circ} = P_a^{\circ} \cdot P_b^{\circ} \cdot P_c^{\circ} \dots \quad (3.1)$$

где Z° – число скоростей основной структуры;

P_i^o – числа скоростей соответствующих групп передач, входящих в основную структуру.

Дополнительные структуры, так же как и основная, состоят из определенного количества последовательно соединенных групп передач. Числа скоростей, которые дают дополнительные структуры при условии, что входной вал дополнительной структуры вращается с постоянной скоростью:

$$Z' = P'_a \cdot P'_b \cdot P'_c \dots; (3.2)$$

$$Z'' = P''_a \cdot P''_b \cdot P''_c \dots \quad (3.3)$$

где Z' и Z'' – числа скоростей соответственно первой и второй дополнительных структур;

P'_i и P''_i – числа скоростей групп передач соответственно первой и второй дополнительных структур.

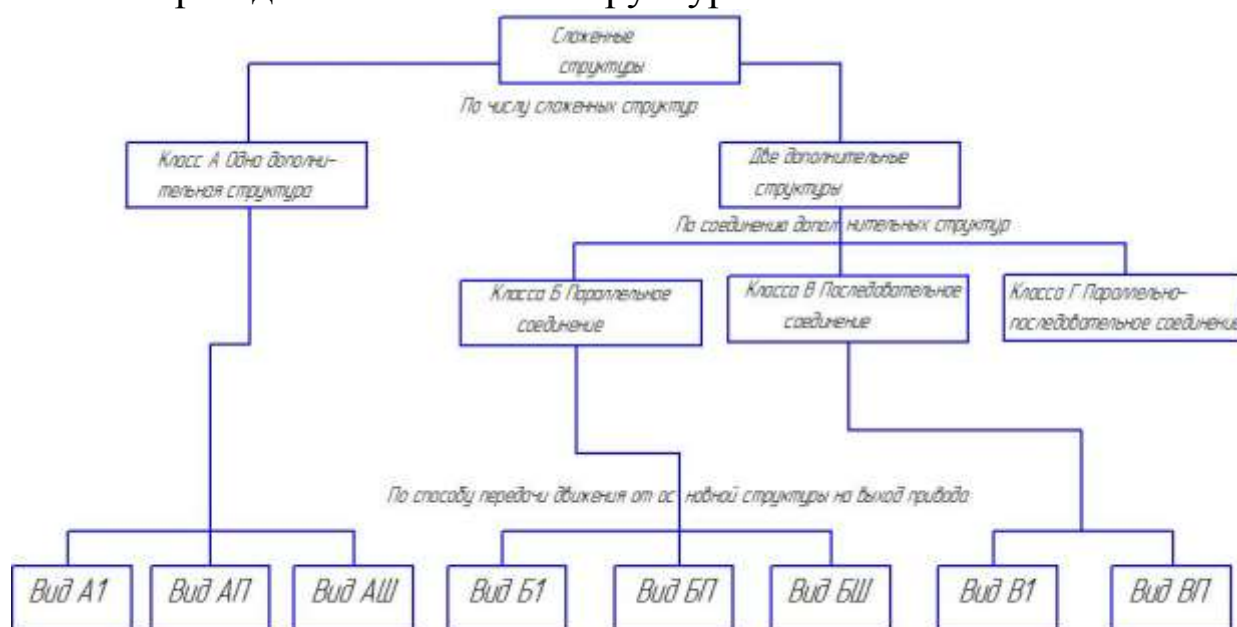


Рис. 3.1. Классификация сложных структур

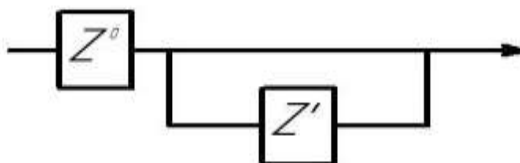


Рис. 3.2. Сложенная структура с одной дополнительной структурой

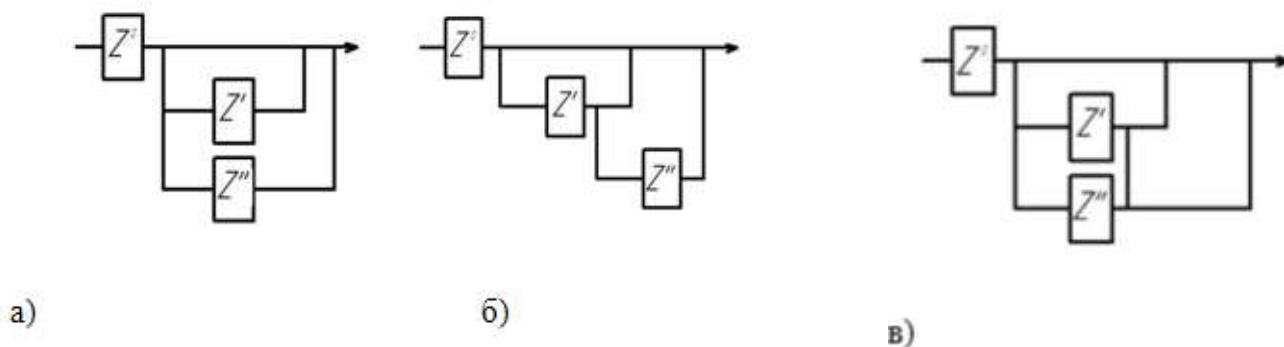


Рис. 3.3. Сложенная структура с двумя дополнительными структурами.

Рассмотрим класс Б – параллельное соединение дополнительных структур (рис. 3.3, а). В этом случае от основной структуры на выход передается Z° скоростей. В то же время эти Z° скоростей могут передаваться как первой, так и второй дополнительной структуре.

Тогда первая дополнительная структура будет передавать на выход $Z^\circ Z'$ скоростей, а вторая дополнительная структура $Z^\circ Z''$ скоростей. Общее количество скоростей привода со сложеной структурой при параллельном соединении дополнительных структур

$$Z = Z^\circ + Z^\circ \cdot Z' + Z^\circ \cdot Z''$$

или

$$Z = Z^\circ (1 + Z' + Z''). \quad (3.4)$$

При последовательном соединении дополнительных структур (класс В) от основной структуры на выход привода передается также Z° различных скоростей (рис. 3.3, б). Эти же Z° скоростей могут передаваться первой дополнительной структуре. Вторая дополнительная структура получает вращение от первой дополнительной и передает его на выход привода.

Число скоростей на выходе после основной, первой и второй дополнительных структур будет соответственно равно Z° , $Z^\circ \cdot Z'$ и $Z^\circ \cdot Z' \cdot Z''$. Общее число скоростей привода с последовательным соединением дополнительных структур

$$Z = Z^\circ + Z^\circ \cdot Z' + Z^\circ \cdot Z' \cdot Z''$$

или

$$Z = Z^{\circ}(1 + Z' + Z' \cdot Z'') \quad (3.5)$$

Параллельно-последовательное соединение дополнительных структур (класс Г) показано на рис. 3.3, в.

В этом случае от основной структуры на выход привода передается Z° скоростей, которые могут передаваться первой и второй дополнительным структурам так же, как и при параллельном их соединении. Кроме того, вторая дополнительная структура может получать вращение и от первой дополнительной так же, как при последовательном соединении.

Число скоростей по схеме с параллельно- последовательным соединением дополнительных структур

$$Z = Z^{\circ} + Z^{\circ} \cdot Z' + Z^{\circ} \cdot Z'' + Z^{\circ} \cdot Z' \cdot Z''$$

или

$$Z = Z^{\circ}(1 + Z' + Z'' + Z' \cdot Z'')(3.6)$$

Если в приводе применена только одна дополнительная структура (класс А), то вопрос о способах соединения дополнительных структур отпадает; схема и структурная формула привода упрощается. Классу А (рис. 3.2) соответствует структурная формула

$$Z = Z^{\circ} + Z^{\circ} \cdot Z'$$

или

$$Z = Z^{\circ}(1 + Z') \quad (3.7)$$

Структуры класса Г в дальнейшем не рассматриваются, так как они неоправданно усложняют привод и не дают строгого геометрического ряда чисел оборотов на выходе привода.

Классификация по способу передачи движения от основной структуры на выход привода. По этому признаку сложные структуры можно подразделить на следующие виды:

1. Движение от основной структуры передается на выход привода через постоянную передачу.
2. Движение от основной структуры передается на выход привода непосредственно (без постоянной передачи).
3. Движение от основной структуры на выход привода не передается.

Эти виды сложных структур повторяются в каждом классе. Подразделение на классы и виды делает возможным обозначение любой сложной структуры соответствующим шифром. Например, шифр БП означает структуру с двумя параллельно соединенными дополнительными структурами и с передачей движения на выход привода непосредственно (без постоянной передачи).

Далее рассмотрены все возможные для классов А,Б и В виды сложенных структур.

Структурные формулы схем I вида, когда основная структура передает движение на выход с помощью постоянной передачи (рис. 3.4, а–в), будут следующие:

Для структуры AI

$$Z = Z^{\circ} \cdot i_n^{\circ} + Z^{\circ} \cdot Z' = Z^{\circ} (i_n^{\circ} + Z'); \quad (3.8)$$

Для структуры BI

$$Z = Z^{\circ} \cdot i_n^{\circ} + Z^{\circ} \cdot Z' + Z^{\circ} \cdot Z'' = Z^{\circ} (i_n^{\circ} + Z' + Z'') \quad (3.9)$$

Для структуры ВI

$$Z = Z^{\circ} \cdot i_n^{\circ} + Z^{\circ} \cdot Z' + Z^{\circ} \cdot Z' \cdot Z'' = Z^{\circ} (i_n^{\circ} + Z' + Z' \cdot Z'') \quad (3.10)$$

Здесь i_n° – постоянная передача между основной структурой и выходом привода.

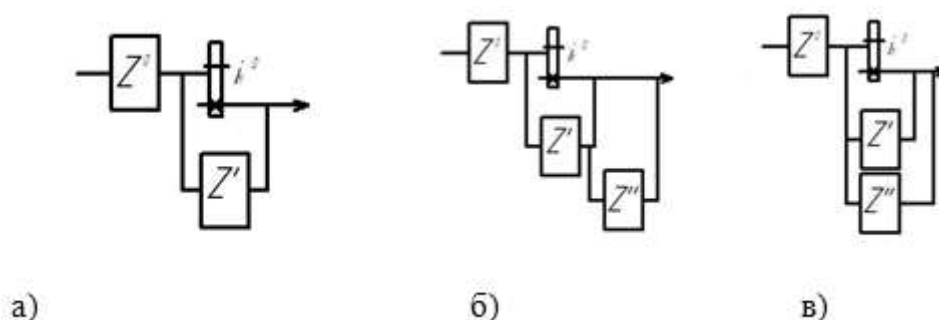


Рис. 3.4. Сложенные структуры I вида

В схемах II вида структур выходной вал основной структуры при некоторых скоростях привода должен сцепляться с выходным валом привода непосредственно с помощью муфты. В этих случаях выходные валы основной структуры и всего привода сливаются в один вал. При других скоростях привода между валами включаются дополнительные структуры (рис. 3.5). Структурными формулами для структур видов АII, БII, ВII, будут соответственно формулы (3.7), (3.8), (3.5).

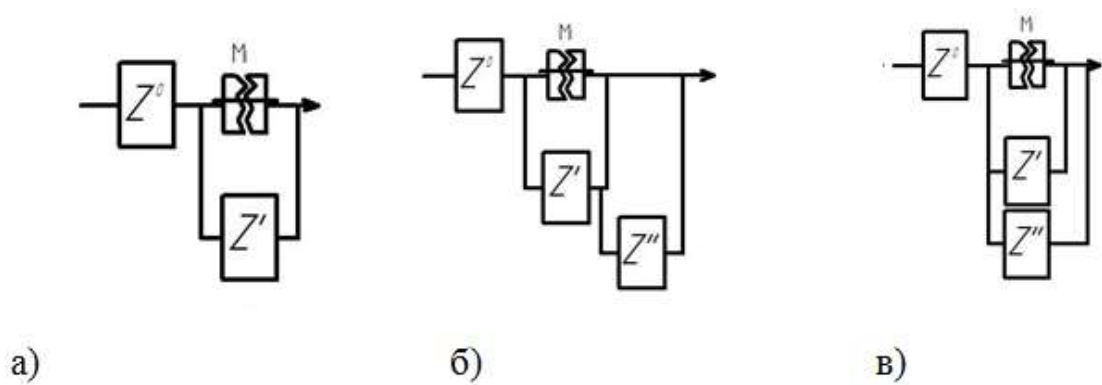


Рис. 3.5. Сложенные структуры II вида

Очевидно, что схема с одной дополнительной структурой вида АII является ни чем иным, как обычной схемой со ступенью возврата, т. е. схемой перебора, и вообще число скоростей привода будет:

при $Z'=1$ $Z = Z^{\circ}(1 + 1) = 2 \cdot Z^{\circ}$ – одинарный перебор;

при $Z=2Z = Z^{\circ}(1 + 2) = 3 \cdot Z^{\circ}$ – двойной перебор и т. д.

Таким образом, переборная схема является частным случаем сложенных структур.

Рассмотрим схему III вида сложенных структур, когда основная структура не передает движения на выход.

Структурная формула для структуры вида АIII (рис. 3.6, а)

$$Z = Z^{\circ} \cdot 0 + Z^{\circ} \cdot Z' = Z^{\circ} \cdot Z'.$$

Очевидно, что структура вида АIII превращается в обычный множительный привод с последовательным соединением групп передач. Следовательно, обычная структура является также частным случаем сложенных структур.

Структурная формула для структуры вида БIII

$$Z = Z^{\circ} \cdot 0 + Z^{\circ} \cdot Z' + Z^{\circ} \cdot Z'' = Z^{\circ}(0 + Z' + Z''). \quad (3.11)$$

Структурная формула для структуры вида ВIII

$$Z = Z^{\circ} \cdot 0 + Z^{\circ} \cdot Z' + Z^{\circ} \cdot Z' \cdot Z'' = Z^{\circ}(0 + Z' + Z' \cdot Z''),$$

или иначе, обозначив $Z^{\circ} \cdot Z' = Z_1^{\circ}$, получим формулу схемы с одной дополнительной структурой $Z = Z_1^{\circ}(1 + Z'')$.

Эта структура соответствует шифру АIII. Следовательно, структура с шифром ВIII как самостоятельная не существует, поэтому в схему классификации она не включена.

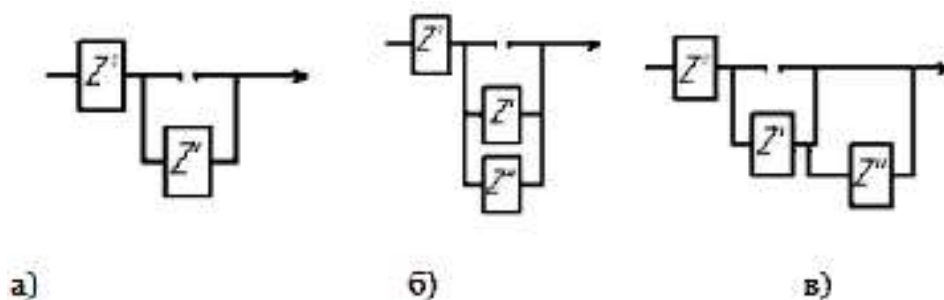


Рис. 3.6. Сложенные структуры III вида

Из рассмотрения классификации сложных структур можно сделать следующие выводы:

1) Сложенные структуры представляют собой наиболее общий вид кинематических структур приводов станка, в который входят как частные случаи обычные множительные и переборные схемы.

2) Сложенные структуры приводов весьма многообразны и разобраться в них без предложенной классификации невозможно.

3) Многообразие сложных структур требует создания методики их анализа и выбора наилучшего варианта для заданных конкретных условий.

3.3. Постоянные передачи

Постоянные передачи в сложных структурах применяют при необходимости: 1) реверсирования вращения в основной или дополнительных структурах для получения на выходе привода постоянства направления вращения независимо от переключения скоростей; 2) понижения или повышения скорости после основной или дополнительных структур или внутри них.

Постоянные передачи удлиняют кинематическую цепь и тем самым усложняют конструкцию и снижают КПД привода. Поэтому вопрос о необходимости и целесообразности введения того или иного количества постоянных передач должен быть решен особо в каждом конкретном случае.

Любая из структур, составляющих сложную, включает определенное число последовательно соединенных групп передач. После каждой группы передач направление вращения изменяется (рис. 3.7). Если механизм состоит из четного числа групп передач, то направления вращения входного и выходного валов механизма — наоборот.

Параллельному соединению дополнительных структур вида БП (рис. 3.5) соответствует структурная формула:

$$Z = Z^{\circ}(1 + Z' + Z'') = Z^{\circ}(1 + P'_1 \cdot P'_2 \dots P'_m + P''_1 \cdot P''_2 \dots P''_m),$$

где m' и m'' – количество групп передач в первой и второй дополнительных структурах.

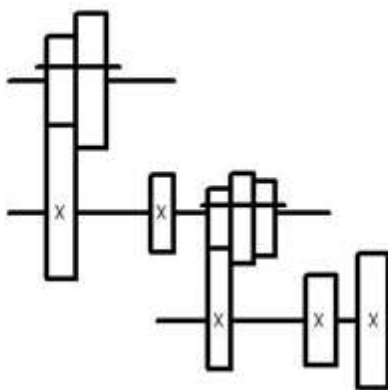


Рис. 3.7. Изменение направления вращения после каждой группы передач

Для сохранения постоянства направления вращения на выходе привода необходимо, чтобы m' и m'' были четными, т. е. $m_i = 2n$, где n – целое число. Если по каким-либо причинам $m_i \neq 2n$, то вводится постоянная передача i_n^i в соответствующую дополнительную структуру. При параллельном соединении дополнительных структур вида БИ (рис. 3.4) необходимо, чтобы количество групп передач в дополнительных структурах было нечетным, т. е. $m_i = 2n' - 1$, а при $m_i = 2n$ требуется вводить в соответствующую дополнительную структуру постоянную передачу.

При параллельном соединении вида БШ (рис. 3.6, б) число групп передач должно быть или четным или нечетным одновременно для обеих дополнительных структур.

Для схем с последовательным соединением дополнительных структур и схем с одной дополнительной структурой количество групп передач в дополнительных структурах также должно быть строго определенным для каждого вида привода со сложной структурой.

В таблице 3.1 дано необходимое количество групп передач для всех рассматриваемых видов сложных структур, кроме вида АШ, для которого постоянная передача не нарушает постоянства направления вращения выходного вала на всех его скоростях. Если в проектируемом приводе число групп отличается от указанного в

таблице 1, то требуется вводить постоянные передачи в дополнительные структуры.

Постоянные передачи применяются также при необходимости редуцирования чисел оборотов.

Одним из достоинств сложенных структур является получение высоких чисел оборотов по короткой кинематической цепи. Этой цепью обычно является основная структура или основная и первая дополнительная.

Оставшиеся дополнительные структуры должны иметь сильно замедлительные передачи для получения низких чисел оборотов привода. При большом диапазоне регулирования привода для замедлительных передач могут потребоваться передаточные отношения, меньшие минимально допустимых. Тогда придется вводить постоянную передачу, которую можно считать условной группой передач с $P = 1$. Передачи, введенные с целью регулирования, являются одновременно и реверсирующими. При введении их в цепь привода необходимо произвести перерасчет реверсирования вращения согласно табл. 1.

Обозначим предельное число интервалов, перекрываемых на диаграмме чисел оборотов замедлительной передачей, через k^- , а ускорительной передачей – через k^+ . Эти значения приведены в табл. 2 для принятых в станкостроении пределов передаточных отношений $0,25 \leq i \leq 2$ (цепь главного движения) и $0,2 \leq i \leq 2,8$ (цепь подачи).

На рис. 3.8 представлена диаграмма чисел оборотов структуры вида А II с формулой $Z = Z^o(1+Z')$. На диаграмме проведены лишь крайние лучи основной и дополнительной структуры. От основной структуры получено Z^o скоростей, занимающих $k^o = Z^o - 1$ интервалов, остальные $Z - Z^o$ скорости получают через дополнительную структуру и занимают $k' = Z - Z^o - 1$ интервалов, отсюда $k' + 1 = Z - Z^o$.

На рис. 3.9 представлена диаграмма чисел оборотов структуры вида AI с формулой $Z = Z^{\circ}(i_n^{\circ} + Z')$. Здесь движение от основной структуры передается на выход с помощью постоянной передачи i_n° , которая может быть и ускорительной.

Рассуждая аналогично предыдущему, получаем

$$Z - Z^{\circ} \leq m' \cdot k^{-} + k^{+}.$$

Точно так же выводятся и для всех остальных видов сложных структур условия, при соблюдении которых не нужна редуцирующая передача. Эти условия сведены в табл. 1.

Величина представляет собой число интервалов, на которое должна опуститься нижняя ветвь графика чисел оборотов $k' + 1 = Z - Z^{\circ}$ дополнительной структуры.

Очевидно, должно соблюдаться условие

$$Z - Z^{\circ} \leq m' \cdot k^{-},$$

где m' – число групп передач дополнительной структуры.

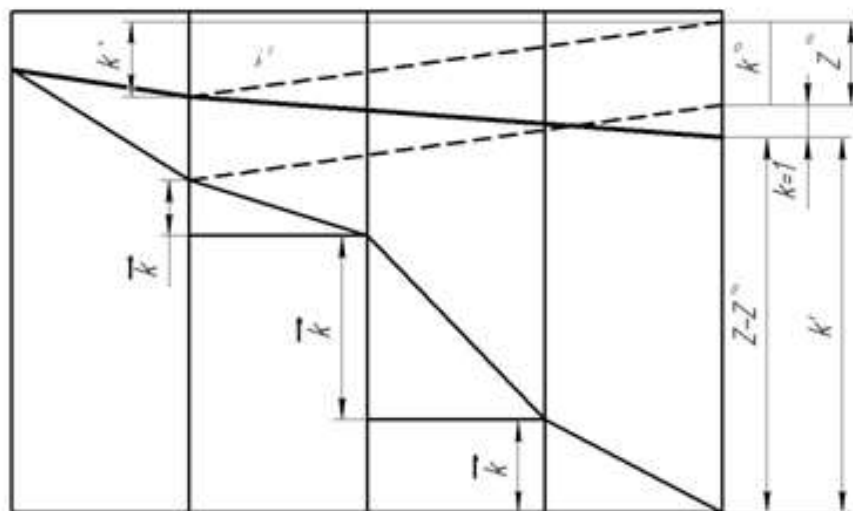


Рис. 3.9. Диаграмма чисел оборотов структуры вида AI

3.4. Определение количества вариантов сложной структуры

При разработке кинематической схемы привода большое значение имеет определение количества возможных вариантов структуры.

Конструктор может уверенно выбрать лучший вариант только тогда, когда он знает, что проанализированы все возможные варианты. Вариантность кинематической структуры обусловлена различными конструктивным и кинематическим порядками расположения групп передач в приводе.

Конструктивным порядком привода называется порядок расположения групп передач по длине кинематической цепи от входного вала к выходному. Номер группы передач в конструктивном порядке определяется порядковым местом группы передач в структурной формуле.

Кинематическим порядком называется порядок включения передач, при котором выходной вал структуры получает числа оборотов заданного ряда последовательно от минимального до максимального. Первая группа передач в кинематическом порядке называется основной, вторая – первой переборной, третья – второй переборной и т. д. Номер группы передач в кинематическом порядке определяется индексом группы в структурной формуле.

Конструктивные варианты привода различаются конструктивным порядком групп передач. В каждом конструктивном варианте может быть несколько кинематических, различающихся порядком включения, передач, так как каждая группа передач может быть основной, первой, второй или другой переборной.

Для обычных множительных структур количество конструктивных и кинематических вариантов определяется по формулам (2.2) и (2.8).

Если в приводе есть постоянные передачи, то они также могут стоять в различных местах вдоль цепи передач. Однако при определении количества конструктивных вариантов по формуле (2.2) постоянные передачи не учитываются. Это допустимо и принято для обычных структур. Учет постоянных передач резко увеличивает количество вариантов и усложняет выбор лучшего из них. В то же время различное размещение постоянных передач не меняет настройку чисел оборотов привода, т. е. не меняет структурную формулу, а вопрос о наилучшем конструктивном месте постоянной передачи легко решается в каждом конкретном случае.

При определении вариантности сложенных структур также допустимо не учитывать постоянные передачи.

Количество конструктивных вариантов равно числу перестановок групп передач в кинематической цепи.

Если в основной структуре m^0 групп передач, из которых q^0 групп с одинаковым числом передач, то

$$K_{\text{констр.}}^0 = \frac{m^0!}{q^0!} \quad (3.12)$$

Аналогично для первой и второй дополнительных структур

$$K'_{\text{констр.}} = \frac{m'!}{q'!}; \quad (3.13)$$

$$K''_{\text{констр.}} = \frac{m''!}{q''!} \quad (3.14)$$

Общее количество вариантов

$$K_{\text{констр.}} = K^0_{\text{констр.}} \cdot K'_{\text{констр.}} \cdot K''_{\text{констр.}} \quad (3.15)$$

Основная структура может быть конструктивно размещена не только перед дополнительными структурами, но и после них (рис. 3.10).

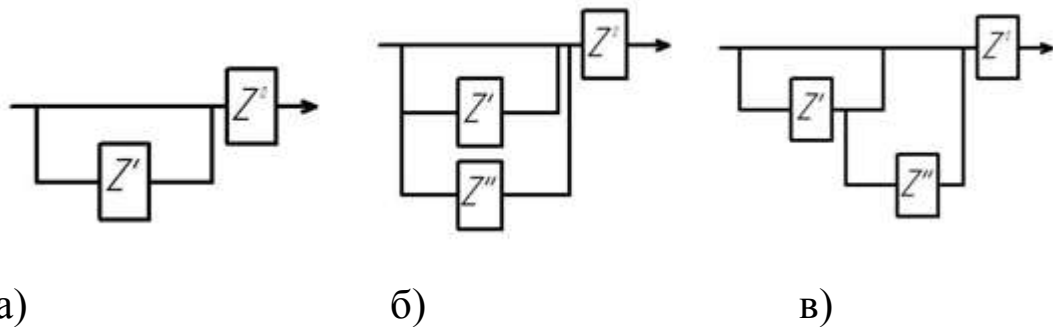


Рис. 3.10. Размещение основной структуры после дополнительных

Поэтому общее количество конструктивных вариантов увеличивается вдвое.

$$K_{\text{констр.}} = 2 \cdot K^0_{\text{констр.}} \cdot K'_{\text{констр.}} \cdot K''_{\text{констр.}} \quad (3.16)$$

Подставляя формулы (3.12) – (3.14) в формулу (3.16), получаем

$$K_{\text{констр.}} = 2 \cdot \frac{m^0!}{q^0!} \cdot \frac{m'!}{q'!} \cdot \frac{m''!}{q''!} \quad (3.17)$$

Определение конструктивных вариантов структур вида АП и АП производится по формуле

$$K_{\text{констр.}} = 2 \cdot \frac{m^0!}{q^0!} \cdot \frac{m'!}{q'!} \quad (3.18)$$

Например, структура $Z = Z^0(1 + Z') = 2 \cdot 3(1 + 2 \cdot 2)$, для которой $m^0 = 2, q^0 = 1, m' = 2, q' = 2$, имеет 4 варианта:

$$K_{\text{констр.}} = 2 \cdot \frac{2!}{1} \cdot \frac{2!}{2!} = 4$$

$$Z = 2 \cdot 3(1 + 2 \cdot 2); Z = (1 + 2 \cdot 2) \cdot 2 \cdot 3;$$

$$Z = 3 \cdot 2(1 + 2 \cdot 2); Z = (1 + 2 \cdot 2) \cdot 3 \cdot 2.$$

Приводы со сложенной структурой имеют всего $m^0 + m' + m'' + m$ групп передач. Каждая из m групп может быть основной, первой, второй или любой переборной. Поэтому количество кинематических вариантов сложенной структуры

$$K_{\text{кин.}} = (m^0 + m' + m'')! \quad (3.19)$$

Таким образом, кинематических вариантов может быть очень много. Чтобы облегчить выбор лучшего из них, надо из большего количества теоретически возможных вариантов сразу же отбросить практически непригодные.

Имеющуюся в сложенной структуре короткую кинематическую цепь необходимо использовать для получения только высоких чисел оборотов привода. Если же при последовательном переключении скоростей привода будут постоянно чередоваться длинная и короткая цепи, то произойдет перемешивание скоростей, получаемых по длинной и короткой цепям. Перемешивание скоростей недопустимо, так как уничтожает одно из важных достоинств сложенных структур – укорочение кинематической цепи на высоких скоростях. Поэтому надо исключить варианты структуры с перемешиванием скоростей как практически непригодные.

Короткой цепью, как правило, является основная структура. Следовательно, ряд скоростей основной структуры должен быть непрерывным, без выпадения скоростей. Для этого необходимо, чтобы кинематический порядок привода начинался в основной структуре и не прерывался в ней [1]. Кинематический порядок в самой основной структуре может быть любым. Указанное правило справедливо и для структур вида БШ, в которой короткая цепь состоит из основной и первой дополнительной структур. Однако если в 1-й и 2-й дополнительных структурах будут группы передач с одинаковым числом скоростей, то возможны некоторые отступления от этого правила. Например, для структуры $Z=2_2 \cdot 3_3(0+2_1+3_4 \cdot 2_1)$ как в первой, так и второй дополнительных структурах есть группа передач, равным 2. В этой структуре кинематический порядок может начинаться с этих групп, переходить в основную структуру и,

не прерываясь в ней, переходить в другие составляющие структуры.

Необходимый кинематический порядок дополнительных структур зависит от способа их соединения.

В структурах вида AI и AII основная и дополнительная структуры должны быть связаны общим кинематическим порядком, т. е. кинематические номера групп должны начинаться в основной структуре и, не прерываясь в ней, переходить в дополнительную структуру.

Если кинематическому номеру дополнительной структуры присвоить индекс этой структуры, то можно написать, например,

$$Z=Z^{\circ}(1+Z')=P_1^{\circ}\cdot P_2^{\circ}(1+P_3'\cdot P_4')=2_1\cdot 3_2(1+2_3'\cdot 2_4')=30.$$

Но нельзя использовать вариант $Z=2_2\cdot 3_4(1+2_1'\cdot 2_3')$, при котором получается перемешивание (а также выпадение или совпадение) скоростей. Следовательно, количество вариантов нужно определять отдельно для основной и дополнительных структур:

$$K_{\text{кин.}}^0 = m^0!; (3.20)$$

$$K'_{\text{кин.}} = m'!. (3.21)$$

Общее количество кинематических вариантов

$$K_{\text{кин.}} = K_{\text{кин.}}^0 \cdot K'_{\text{кин.}} = m^0! \cdot m'! \quad (3.22)$$

В некоторых случаях, когда число групп дополнительной структуры недостаточно для требуемой редукции, нижнюю часть диапазона регулирования можно получить от основной структуры через ряд понижающих постоянных передач, а верхнюю – через дополнительную структуру. Таким образом, диапазоны регулирования составляющих структур могут иметь двоякое расположение в общем диапазоне привода, вследствие чего количество кинематических вариантов удваивается

$$K_{\text{кин.}} = 2 \cdot m^0! \cdot m'! (3.23)$$

Для приведенной выше структуры $m^{\circ}=2$, $m'=2$. Количество кинематических вариантов

$$K_{\text{кин.}} = 2 \cdot m^0! \cdot m'! = 2 \cdot 2! \cdot 2! = 8.$$

Это следующие варианты:

$$Z=2_1 \cdot 3_2 (1+2_3' \cdot 2_4'); Z=2_1 \cdot 3_2 (2_3 \cdot 2_4' + 1);$$

$$Z=2_1 \cdot 3_2 (1+2_4' \cdot 2_3'); Z=2_1 \cdot 3_2 (2_4 \cdot 2_3' + 1);$$

$$Z=2_2 \cdot 3_1 (1+2_3' \cdot 2_4'); Z=2_2 \cdot 3_1 (2_3 \cdot 2_4' + 1);$$

$$Z=2_2 \cdot 3_1 (1+2_4' \cdot 2_3'); Z=2_2 \cdot 3_1 (2_4 \cdot 2_3' + 1).$$

В сложенных структурах вида БІ и БІІ кинематический порядок также должен начинаться в основной структуре и не прерываться в ней, чтобы не было перемешивания скоростей и дополнительных структур.

Так как обычно вторая дополнительная структура должна иметь более длинную кинематическую цепь для большей редукции, то не следует допускать перемешивания скоростей и дополнительных структур. Следовательно, основная и первая дополнительная структуры, а также основная и вторая дополнительная должны быть попарно связаны общим кинематическим порядком. Например, $Z=Z^0 (1+Z'+Z'')=2_1 \cdot 2_2 (1+2_3' \cdot 2_4' + 2_3'' \cdot 2_4'')$.

Количество кинематических вариантов каждой структуры

$$K_{\text{кин.}}^0 = m^0!, K_{\text{кин.}}' = m'!, K_{\text{кин.}}'' = m''!.$$

Общее количество всех вариантов

$$K_{\text{кин.}} = 2 \cdot m^0! \cdot m'! \cdot m''! \quad (3.24)$$

Аналогично предыдущему случаю диапазоны регулирования составляющих структур могут иметь различные места в общем диапазоне регулирования привода и это отразится в перемене мест слагаемых внутри скобки структурной формулы. Число перестановок трех слагаемых $3!=6$. Тогда общее число кинематических вариантов

$$K_{\text{кин.}} = 6 \cdot m^0! \cdot m'! \cdot m''! \quad (3.25)$$

Для структуры вида БІІІ, когда основная структура скоростей на выход привода не передает, в общем диапазоне регулирования участвуют только две составляющие структуры Z' и Z'' . В этом случае число перестановок двух слагаемых $2!=2$. Поэтому формула для определения количества кинематических вариантов будет следующая:

$$K_{\text{кин.}} = 2 \cdot m^0! \cdot m'! \cdot m''! \quad (3.26)$$

Для сложных структур класса В количество кинематических вариантов определяется по формуле (3.25). Кинематические номера групп должны начинаться в основной структуре, переходить сначала в первую, а затем во вторую дополнительную структуру, например $Z=Z^{\circ} (1+Z'+Z' \cdot Z'')= 2_1 \cdot 2_2 (1+2_3' \cdot 2_4' +2_3' \cdot 2_4' \cdot 3_5'')$. Характеристики групп первой дополнительной структуры возрастут и в диапазоне регулирования этой структуры возникнут пропуски (выпадение) скоростей, что недопустимо.

Общее количество вариантов привода со сложенной структурой

$$K = K_{\text{констр.}} \cdot K_{\text{кин.}}$$

Для структур видов АІ и АІІ

$$K_{\text{констр.}} = 4 \frac{(m^{\circ!})^2}{q^{\circ!}} \cdot \frac{(m'!)^2}{q'!}; \quad (3.27)$$

для структур видов БІ, БІІ, ВІ и ВІІ

$$K_{\text{констр.}} = 12 \frac{(m^{\circ!})^2}{q^{\circ!}} \cdot \frac{(m'!)^2}{q'!} \cdot \frac{(m''!)^2}{q''!}; \quad (3.28)$$

для структур вида БІІІ

$$K_{\text{констр.}} = 4 \frac{(m^{\circ!})^2}{q^{\circ!}} \cdot \frac{(m'!)^2}{q'!} \cdot \frac{(m''!)^2}{q''!}. \quad (3.29)$$

3.5. Выбор наилучшего варианта

Из всех вариантов кинематической структуры привода, дающих одно и то же число скоростей, наивыгоднейшим является тот, который имеет:

а) наименьшее количество зубчатых колес, валов, передвижных блоков колес, сцепных муфт, т. е. наибольшую простоту схемы и конструкций; б) меньшие диапазоны регулирования групп передач, что позволит избежать предельных значений частных передаточных отношений; в) короткие кинематические цепи и, следовательно, повышенный КПД. Эти требования должны учитываться конструктором при разработке кинематической схемы привода.

Исходя из этих требований, проведен сравнительный анализ всех возможных вариантов сложенных и обычных структур с числом скоростей от 8 до 48. Результаты анализа сведены в табл. 3, в которой количество зубчатых колес указано с учетом постоянных реверсирующих передач. В этой таблице различные виды структур объединены по числу скоростей привода. Кроме того, для каждого вида сложенной структуры разработаны типовые кинематические

схемы (рис. 3.18–3.24), на которых условно показаны группы передач и постоянные реверсирующие передачи. Для каждого класса сложенных структур типовые схемы пронумерованы порядковыми номерами. Таким образом, шифр сложной структуры, указанный в табл. 3, например AI-1, означает: структура класса А, вид I, типовая схема 1.

Табл. 3 с типовыми схемами позволяет конструктору наглядно и безошибочно выбрать тот вид структуры, который больше всего подходит к техническому заданию на проектирование станка.

Выбранный вид структуры может иметь различные конструктивные и кинематические варианты, количество которых подсчитывается по формулам (3.17), (3.18), (3.23), (3.25) и (3.26), и из которых надо выбрать наилучший. При выборе наилучшего варианта определенного вида структуры необходимо прежде всего учитывать общие указания по разработке кинематической схемы проектируемого привода, изложенные в трудах [1] и [2]. Эти указания справедливы как для обычных структур, так и для всех в отдельности взятых структур, составляющих сложную.

При рассмотрении в целом сложной структуры необходимо также учитывать некоторые специфические рекомендации по совершенствованию и упрощению схемы привода, приведенные далее в общей форме.

При выборе кинематического варианта следует стремиться, чтобы высокие числа оборотов получались по более короткой кинематической цепи. Как правило, наиболее короткой цепью является основная структура или (в структурах вида БIII) основная и первая дополнительная. Чем больше часть диапазона получается по короткой цепи и чем меньше количество зацеплений в этой цепи, тем выше энергетические показатели привода.

Следовательно, предпочтительнее те схемы, которые обеспечивают большее число скоростей по короткой цепи с наименьшей протяженностью этой цепи при одном и том же общем числе скоростей привода. Желательно, чтобы при работающей короткой цепи оставались неподвижными те валы, которые в данный момент не участвуют в передаче движения, так как вращение этих валов холостую вызывает добавочные потери мощности и увеличение износа передач и опор. Полное выключение из движения некоторых валов иногда может быть достигнуто только при заметном усложнении коробки передач и механизма управления коробкой.

В ряде случаев это важное свойство достигается сравнительно просто, если предусмотреть нейтральные положения передвигжных блоков в дополнительных структурах. Например, в структуре AI-2 со структурной формулой $Z=P_1^{\circ}(i_n^{\circ}+P_2'\cdot i_n'\cdot P_3')$ при включении постоянной передачи i_n° от основной структуры на выход и нейтральном положении блока колес группы P_2' (рис. 3.11, а) валы IV и V не вращаются.

Включение постоянной передачи в определенных местах кинематической цепи привода может уменьшить число передвигжных блоков колес. Так, структура AI-1 со структурной формулой $Z=Z^{\circ}(i_n^{\circ}+Z')=2(i_n^{\circ}+i_n'\cdot i_n'\cdot 2)$ имеет три передвигжных блока колес (рис. 3.11, б).

Если переставить постоянные передачи в соответствии со структурной формулой $Z=Z^{\circ}(i_n^{\circ}+Z')=2(i_n^{\circ}+2\cdot i_n'\cdot i_n')$ и объединить передвигжное зубчатое колесо постоянной передачи от основной структуры на выход (i_n°) с передвигжным блоком колес дополнительной структуры (рис. 3.11, в), то привод будет иметь только два передвигжных блока, т. е. более простую систему управления и конструкцию.

Уменьшение количества зубчатых колес в приводе достигается применением связанных колес, которые являются общими для двух смежных групп передач.

Исследования механизмов со связанными зубчатыми колесами для обычных структур подробно описаны в части «Механизмы со связанными зубчатыми колесами». Результаты этих исследований полностью справедливы для основной и дополнительных структур, которые в отдельности являются обычными множительными структурами. Но в сложенных структурах возможно применение связанных зубчатых колес не только внутри составляющих структур, но и между ними.

Рекомендации по применению связанных зубчатых колес в сложенных структурах так же, как и другие рекомендации, могут быть даны только в общем виде, а конкретные решения принимаются конструктором в каждом случае в зависимости от конкретных условий.

Рассмотрим в качестве примера структуру вида AI-2 (рис. 3.12, а), имеющую структурную формулу $Z=2(i_n^{\circ}+i_n'\cdot 2\cdot 2)$. Если можно сделать $Z_5=Z_7$, то двухвенцовый блок колес заменяется одним передвигжным связанным зубчатым колесом (рис. 3.12, б).

Количество зубчатых колес можно еще более уменьшить, применив связанные колеса и в дополнительной структуре (рис. 3.12, в).

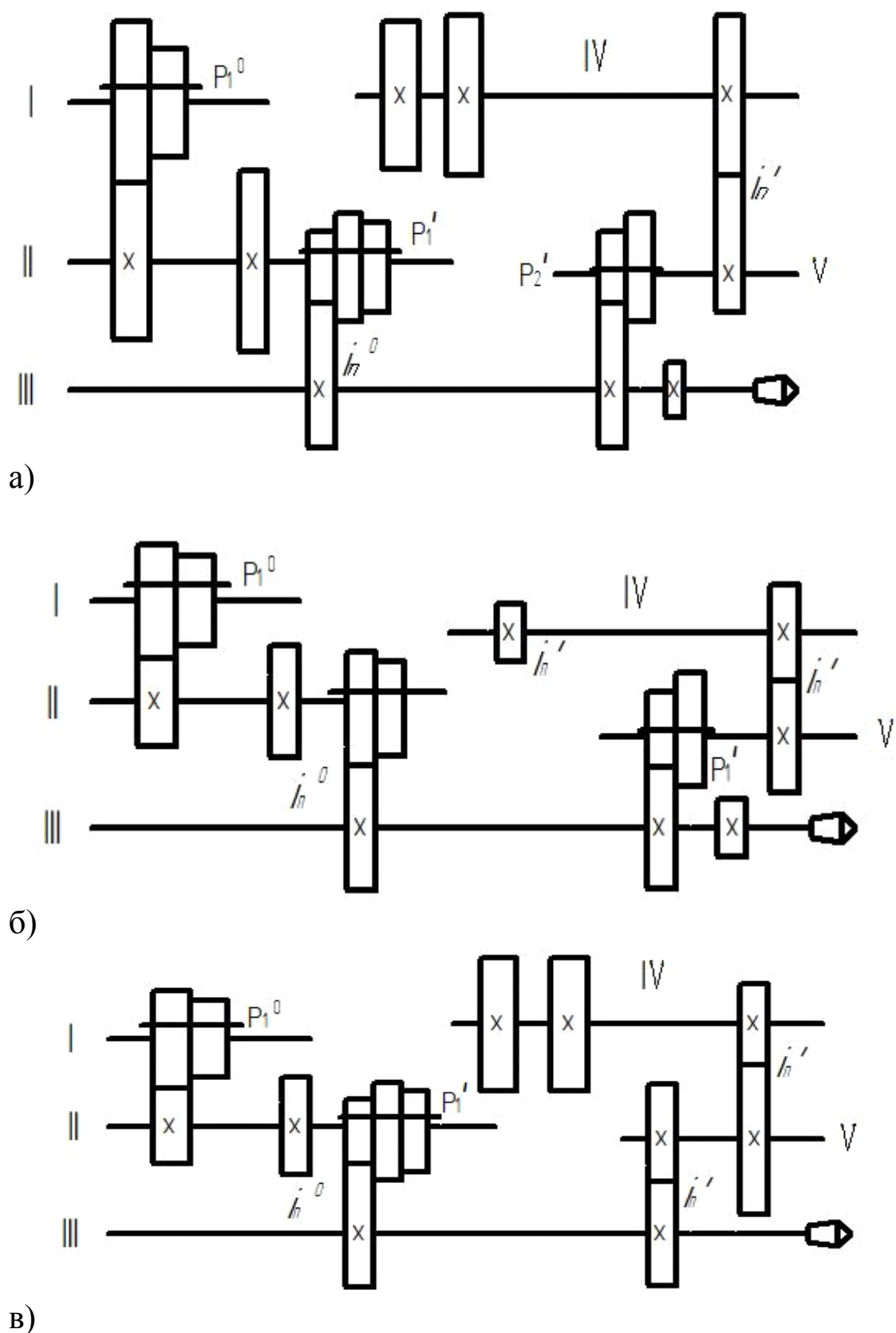
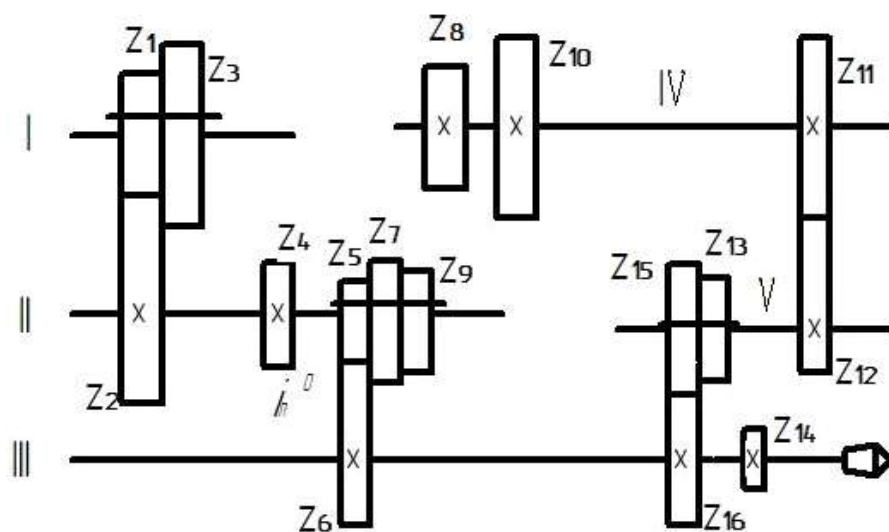


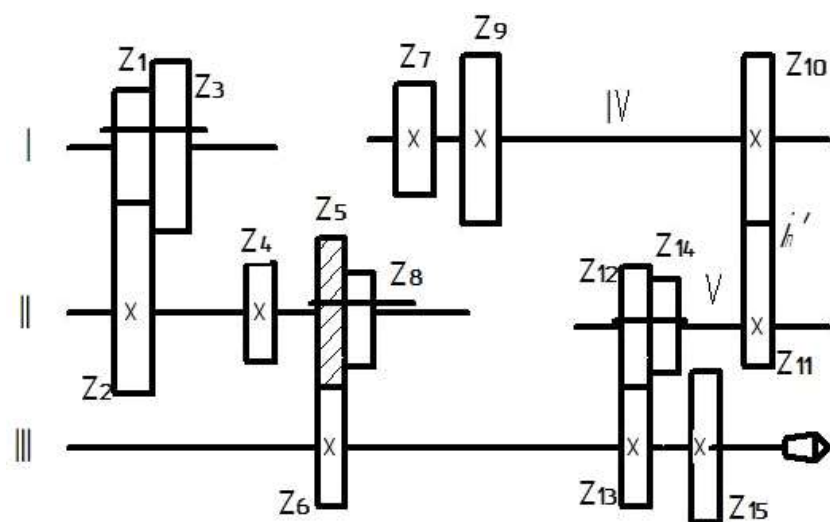
Рис. 3.11. Варианты схем сложенных структур



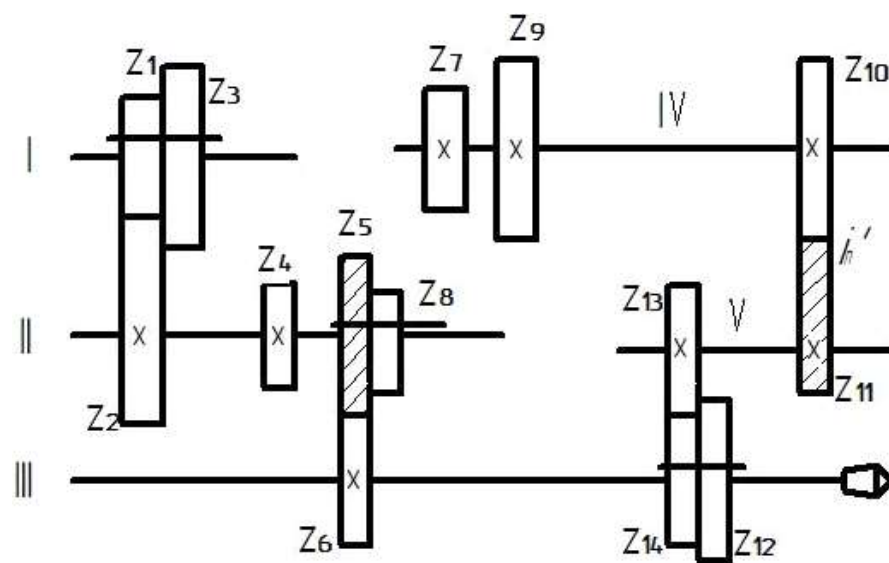
Рис. 3.12. Варианты сложенных структур



г)



д)



е)

Рис. 3.12. Варианты сложенных структур (продолжение)

При другом расположении постоянной передачи в дополнительной структуре привода вида AI-2, а именно $Z = 2(i_n^{\circ} + 2 \cdot i_n' \cdot 2)$, передвигное зубчатое колесо Z_5 следует объединить с передвигным блоком дополнительной структуры Z_7-Z_5 , и при возможности слить с одним из зубчатых колес передвигного блока, т. е. применить связанное колесо. При этом получается уменьшение количества зубчатых колес и передвигных блоков по сравнению со схемой, показанной на рис. 3.12, а. количество зубчатых колес можно еще сократить, если применить связанное колесо Z_{11} в дополнительной структуре (рис. 3.12, е).

В ряде случаев оказывается выгоднее выбрать схему с числом скоростей, большим, чем требуется по заданию, и применить совпадение скоростей с тем, чтобы уменьшить их количество до заданного; этим приемом можно упростить конструкцию коробки передач. Например, требуется спроектировать привод на 20 скоростей со знаменателем ряда $\phi = 1,26$ и числом передвигных блоков не более 4. Лучшая для этих условий структура на 20 скоростей (см. табл. 3, структура вида БIII-3) $Z = Z^{\circ}(0 + Z' + Z'') = 2(0 + 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$ имеет 20 зубчатых колес, 5 валов и 5 передвигных блоков. Если принять схему на 24 скорости (см. табл. 3, структура вида БIII-2) $Z = 3(0 + 2 + 3 \cdot 2) = 24$, из которых 4 сделать совпадающими, то при небольшом увеличении количества зубчатых колес (на два) и том же числе валов можно получить четыре подвижных блока. Многовариантность сложенных структур расширяет возможность выбора наилучшего варианта, наиболее полно удовлетворяющего заданным конкретным условиям.

3.6. Кинематический расчет сложенной структуры

3.6.1. Методика расчета

Исходными данными для кинематического расчета привода станка являются: число скоростей на выходе, минимальная или максимальная скорость, диапазон регулирования или знаменатель ряда регулирования, скорость на входе.

При расчете необходимо:

1. Определить число скоростей на выходе привода. Если в исходных данных число скоростей Z не указано, а даны диапазон R и знаменатель регулирования ϕ , то число скоростей

$$Z = \frac{\lg R}{\lg \varphi} + 1 \quad (3.30)$$

2. В табл. 3 найти вид структуры привода, наиболее полно удовлетворяющий конструктора по указанным в таблице показателям, рис. 3.18–3.24 – соответствующую типовую схему.

При этом следует иметь в виду возможности и способы уменьшения количества зубчатых колес и передвижных блоков.

В табл. 3 указаны максимально возможные значения знаменателя ряда чисел оборотов, которые необходимо учитывать при выборе вида структуры.

3. По формуле (3.17) или (3.18) определить количество конструктивных вариантов для выбранного вида структуры и по рекомендациям, изложенным в п. 3.5, выбрать наилучший конструктивный вариант структуры.

4. По одной из формул (3.23), (3.25) или (3.26) определить количество кинематических вариантов для принятого конструктивного варианта и затем выбрать наилучший кинематический вариант.

5. Согласно принятой структурной формуле определить характеристики групп передач и построить структурную сетку и диаграмму чисел оборотов.

6. По диаграмме чисел оборотов определить частные передаточные отношения.

Следующая часть кинематического расчета – определение чисел зубьев колес и диаметров шкивов – производится по общепринятой методике [1], [2].

Расчет должен завершиться вычислением и сравнением фактического ряда чисел оборотов со стандартным. Погрешность не должна превышать допустимую:

$$\Delta n = (n_{\text{ф}} - n_{\text{ст}}) \cdot 100\% / n_{\text{ст}} \leq 10(\varphi - 1)\% \quad (3.31)$$

где Δn – погрешность числа оборотов;

$n_{\text{ф}}$ – фактическое число оборотов;

$n_{\text{ст}}$ – стандартное число оборотов;

φ – знаменатель ряда;

$10(\varphi - 1)$ – допустимая погрешность в процентах.

3.6.2. Пример кинематического расчета привода со сложной структурой

Дано: диапазон регулирования $R = 100$, знаменатель ряда $\varphi = 1,26$, минимальная скорость $n_{min} = 12,5$ об/мин.

1. Число скоростей привода

$$Z = \frac{\lg R}{\lg \varphi} + 1 = \frac{\lg 100}{\lg 1,26} + 1 \approx 21.$$

2. В табл. 3 указано девять видов привода на 21 скорость. Структура вида АП-2 с $Z = Z^0(1 + Z') = 3(1 + 3 \cdot 2) = 21$ имеет наименьшее количество зубчатых колес, валов и передвижных блоков, но требует наличия зубчатой муфты и соосных валов, что усложняет конструкцию. Если такое усложнение нежелательно, то наиболее удачным явятся структуры видов БП-2 и АИ-2. Для окончательного выбора одной из них дальнейший расчет ведется для обеих.

Первоначально рассмотрим структуру вида БП-2:

$$Z = Z^0(0 + Z' + Z'') = 3(0 + 3 + 2 \cdot 2) = 21.$$

Отсутствие зубчатой муфты, соосных валов, сравнительно малое число зубчатых колес, валов, передвижных блоков, а также возможность получения по короткой кинематической цепи девяти скоростей – таковы достоинства структуры вида БП-2.

Для этой структуры по типовой схеме построена кинематическая схема, показанная на рис. 3.13, а.

3. По формуле (3.17) определяем количество конструктивных вариантов. В данном случае

$$K_{\text{констр.}} = 2 \cdot \frac{m^0!}{q^0!} \cdot \frac{m'!}{q'!} \cdot \frac{m''!}{q''!} = 2 \cdot \frac{1!}{1!} \cdot \frac{1!}{1!} \cdot \frac{2!}{2!} = 2,$$

$$m^0 = 1; m' = 1; m'' = 2; q^0 = 1; q' = 1; q'' = 2.$$

Это следующие конструктивные варианты:

$$Z = 3(0 + 3 + 2 \cdot 2) = 21;$$

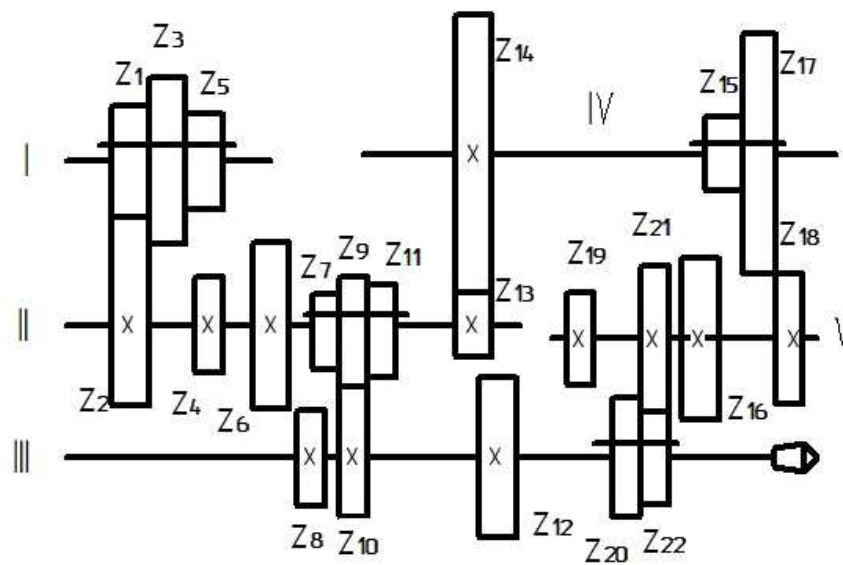
$$Z = (0 + 3 + 2 \cdot 2) \cdot 3 = 21.$$

Первому из них соответствует кинематическая схема рис. 3.13, а, а второму – на рис. 3.13, б.

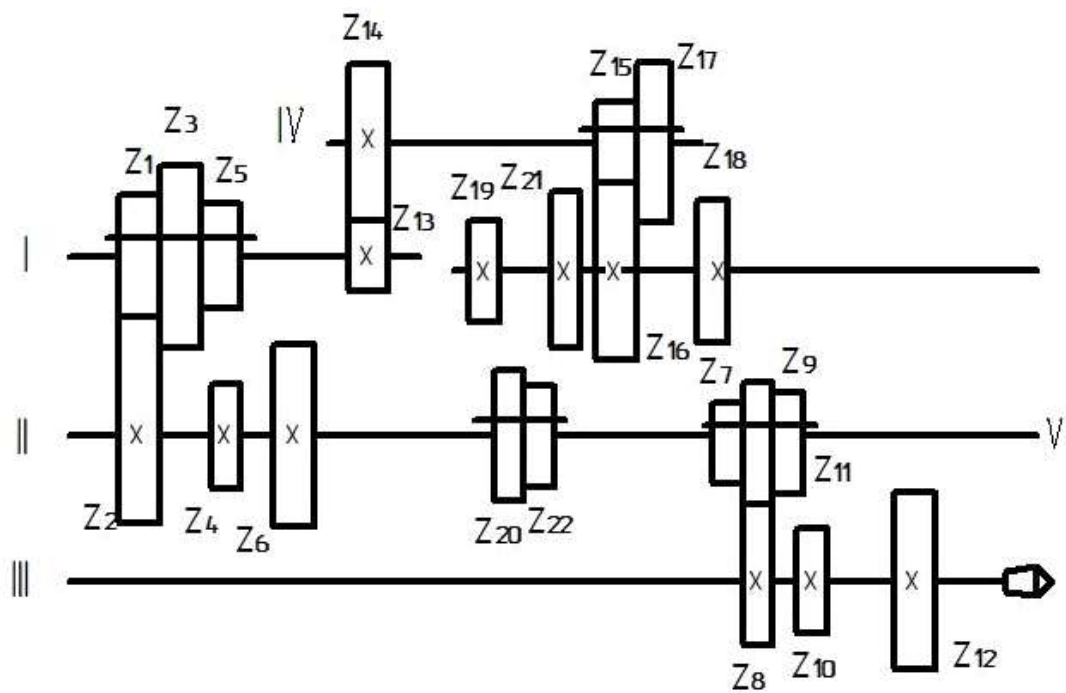
Во втором варианте основная структура конструктивно последняя, а кинематически она должна быть первой. Несовпадение кинематического и конструктивного порядков нежелательно для цепи главного движения, так как снижает скорости промежуточных

валов и, следовательно, увеличивает нагрузки на них. Можно отметить как недостаток большой осевой размер II вала. Поэтому принимаем для дальнейшего проектирования первый конструктивный вариант рис. 3.13, а.

Так как $m'=1$, а $m''=2$, то в соответствии с табл. 1 в схеме обязательно должна быть реверсирующая постоянная передача, которая может находиться между II и IV валами, или IV и V, или V и III. При показанном на рис.3.13, а, положении постоянной передачи между II и IV вал IV будет вращаться вхолостую, когда движение передается через первую дополнительную структуру. Это понижает КПД привода. Более рациональна постановка постоянной передачи между валами IV и V (рис. 3.13, в). При нейтральных положениях передвигных блоков второй дополнительной структуры валы IV и V неподвижны.

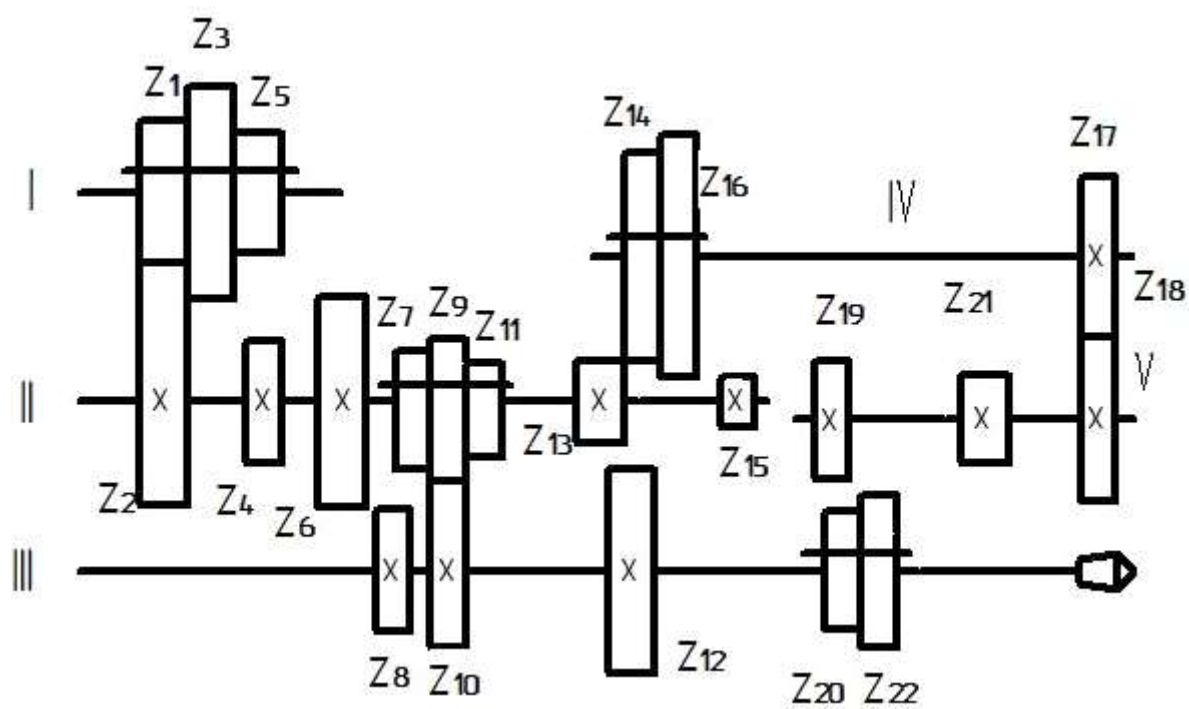


a)

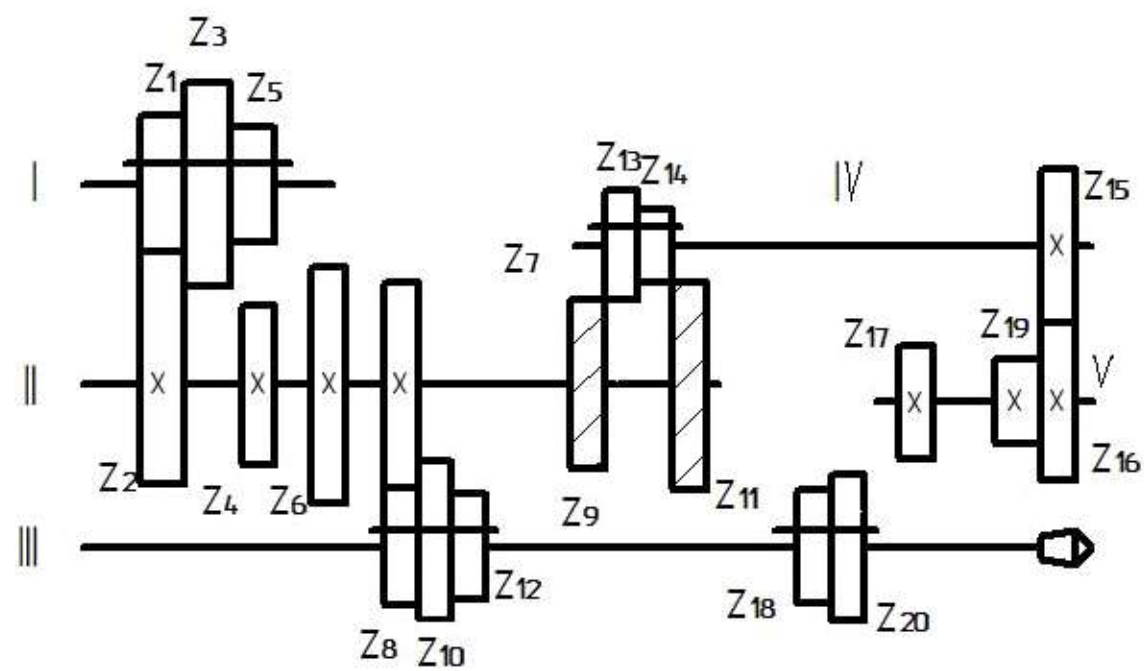


б)

Рис. 3.13. Конструктивные варианты сложных структур вида БП-2



В)



Г)

Рис. 3.13. Конструктивные варианты сложных структур вида БШ-2 (продолжение)

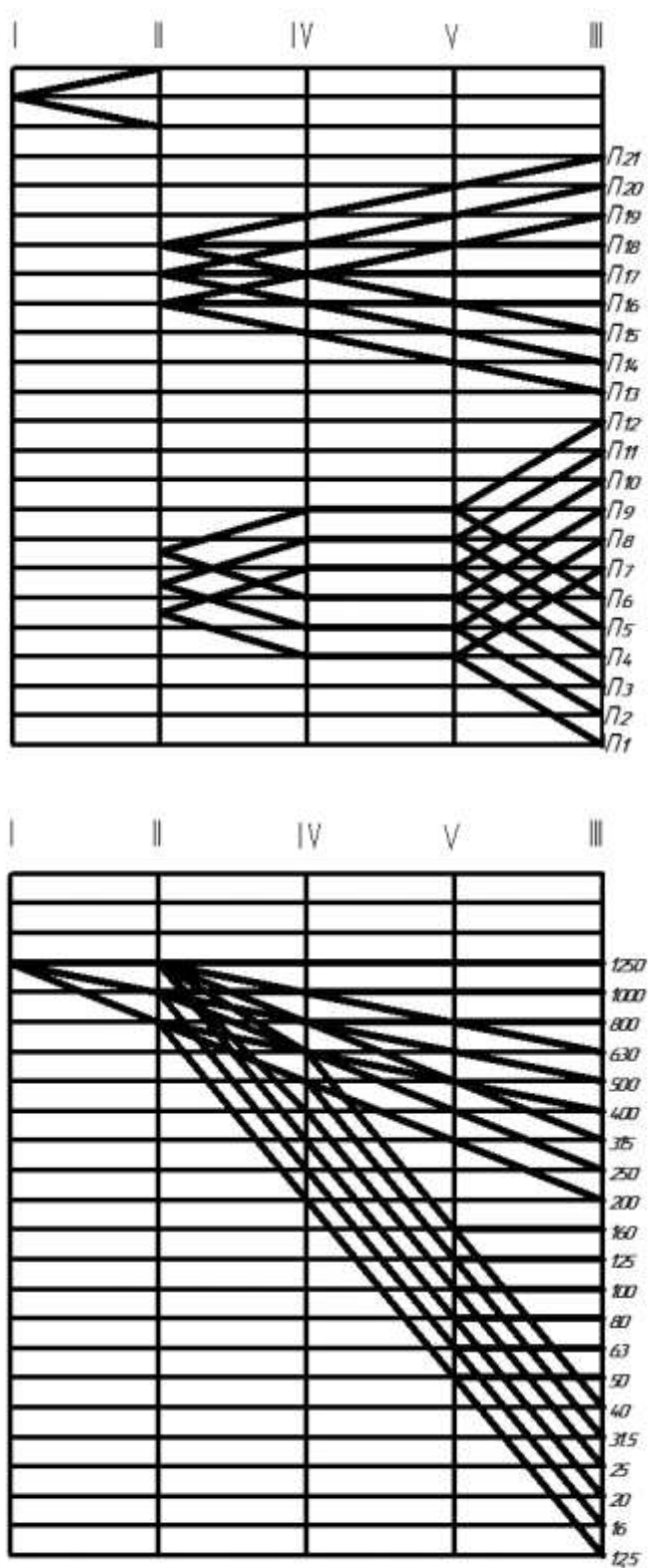


Рис. 3.14. Структурная сетка и диаграмма чисел оборотов сложных структур вида БШ-2

Количество зубчатых колес привода можно уменьшить, применив связанные колеса, как показано на рис. 3.13, г. Именно эту схему принимаем для дальнейшей разработки.

4. По формуле (28) определяем количество кинематических вариантов:

$$K_{кин} = 2 \cdot m^{\circ!} \cdot m'^! \cdot m''! = 2 \cdot 1! \cdot 1! \cdot 2! = 4.$$

Это следующие варианты:

$$1) Z = 3_1(0 + 3_2' + 2_2'' \cdot 2_3'');$$

$$3) Z = 3_1(0 + 2_2' \cdot 2_3' + 3_2'');$$

$$2) Z = 3_1(0 + 3_2' + 2_3'' \cdot 2_2'');$$

$$4) Z = 3_1(0 + 2_3' \cdot 2_2' + 3_2'');$$

Третий и четвертый кинематические варианты неудовлетворительны тем, что более высокие числа оборотов будут получаться по длинной кинематической цепи. Из оставшихся двух вариантов предпочтение следует отдать первому, в котором кинематический порядок совпадает с конструктивным.

5. По принятой структурной формуле $Z = 3_1(0 + 3_2' + 2_2'' \cdot 2_3'') = 21$ определяем характеристики групп передач для построения структурной сетки и диаграммы чисел оборотов:

$$X_1 = 1; X_2 = 3; X_2'' = 3; X_3'' = 6.$$

Соответствующая структурная сетка и диаграмма чисел оборотов показаны на рис. 3.14.

6. По диаграмме чисел оборотов определяем частные передаточные отношения:

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,26^2} = 0,795; \quad i_2 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26} = 0,635; \quad i_3 = \varphi_0 = 1;$$

$$i_1' = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1,26^6} = 0,25; \quad i_2' = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,26^3} = 0,5; \quad i_3' = \varphi_0 = 1;$$

$$i_1'' = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1,26^6} = 0,25; \quad i_2'' = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,26^3} = 0,5; \quad i_3'' = \frac{1}{\varphi^6} = 0,25;$$

$$i_4'' = \varphi_0 = 1; \quad i_n'' = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1,26^6} = 0,25.$$

Далее, проводя расчет известным методом [1], [2] и принимая $Z_{min} = 20$, получаем:

основная структура

$$Z_1 = 20 \quad Z_3 = 26 \quad Z_5 = 23$$

$$Z_2 = 32 \quad Z_4 = 26 \quad Z_6 = 29;$$

первая дополнительная структура

$$Z_7 = 50 \quad Z_9 = 20 \quad Z_{11} = 33$$

$$Z_8 = 50 \quad Z_{10} = 80 \quad Z_{12} = 67;$$

вторая дополнительная структура

$$\begin{array}{ccccc} Z_{13} = 80 & Z_{14} = 76 & Z_{16} = 80 & Z_{20} = 80 & Z_{18} = 50 \\ Z_9 = 20 & Z_{11} = 33 & Z_{15} = 30 & Z_{19} = 20 & Z_{17} = 50. \end{array}$$

Проверка показала, что $\Delta n_{\max} = 2\% < 10(1,26 - 1)\% = 2,6\%$.

Произведем теперь расчет привода со структурой вида AI-2.

Расчет ведется в том же порядке.

1. Число скоростей привода $Z = 21$.

2. Структурная формула привода

$$Z = 3(i_n^0 + 3 \cdot 2) = 21.$$

Кинематическая схема представлена на рис. 3.15, а.

3. Количество конструктивных вариантов привода определяем по формуле (3.18):

$$K_{\text{констр.}} = 2 \cdot \frac{m^0!}{q^0!} \cdot \frac{m'!}{q'!} = 2 \cdot \frac{1!}{1!} \cdot \frac{2!}{1!} = 4,$$

где $m^0=1$; $m'=2$; $q^0=1$; $q'=1$, т. е. возможны следующие варианты:

$$1) \quad Z = 3(i_n^0 + 3 \cdot 2) = 21; \quad 3) \quad Z = 3(i_n^0 + 3 \cdot 2) \cdot 3 = 21;$$

$$2) \quad Z = 3(i_n^0 + 2 \cdot 3) = 21; \quad 4) \quad Z = (i_n^0 + 2 \cdot 3) \cdot 3 = 21.$$

Третий и четвертый варианты нежелательны из-за несовпадения кинематического и конструктивного порядков схемы (основная структура стоит на последнем конструктивном месте). Также нежелателен и второй вариант, который может быть осуществлен только при несовпадении кинематического и конструктивного порядков. Если сделать эти порядки совпадающими:

$$Z = 3_1(i_n^0 + 2_2 \cdot 3_3) = 21,$$

то характеристика последней группы передач на три скорости $X_3=2 \cdot Z=2 \cdot 3=6$; при этом максимальное расхождение крайних лучей, выходящих из одной точки, $k=(3-1) \cdot 6=12$, что при заданном значении недопустимо (см. табл. 2).

Остается первый вариант (рис. 3.15, а):

$$Z = 3(i_n^0 + 3 \cdot 2) = 21.$$

Постоянная передача i'_n может занимать различные положения по длине кинематической цепи дополнительной структуры. Если осуществить i'_n между IV и V валами и объединить одно из зубчатых колес передвигного тройного блока с передвигным колесом постоянной передачи i°_n (рис. 3.15, б), то конструкция привода значительно упростится.

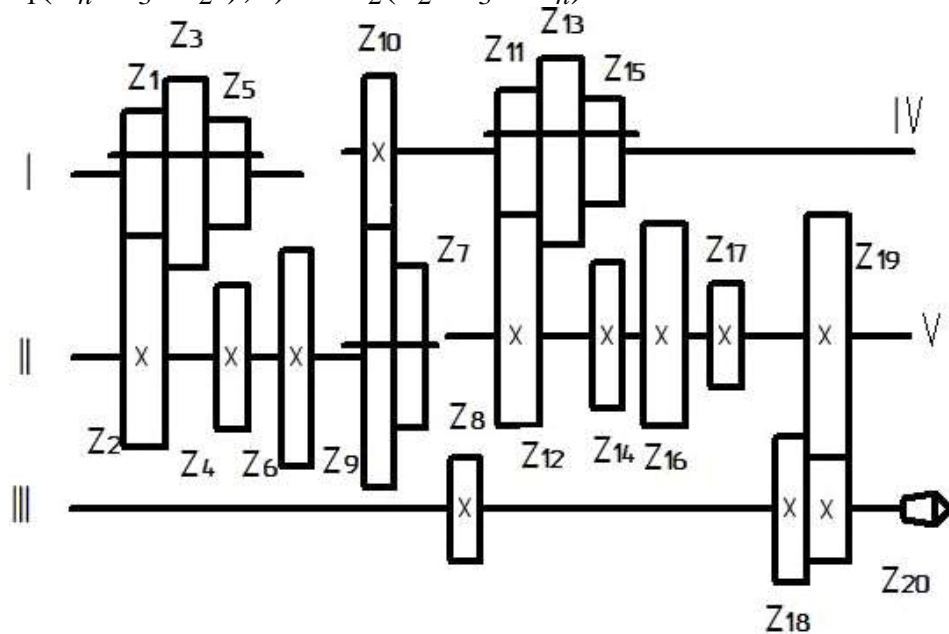
4. Количество кинематических вариантов определяется по формуле (3.23)

$$K_{\text{кин.}} = 2 \cdot m^0! \cdot m'! = 2 \cdot 1! \cdot 2! = 4$$

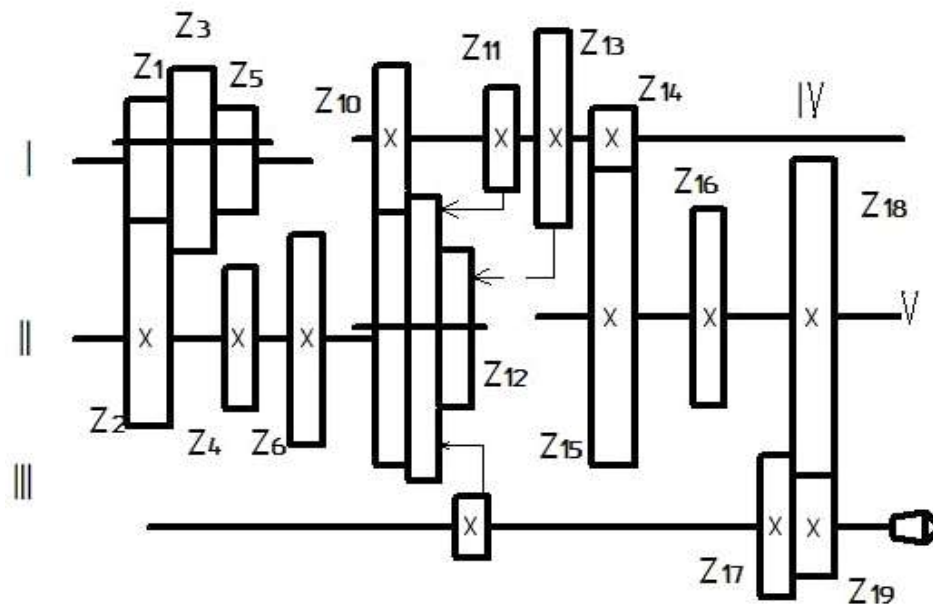
Это следующие варианты:

1) $Z=3_1(i_n^\circ+3_2'\cdot 2_3')$; 3) $Z=3_1(3_2'\cdot 2_3'+i_n^\circ)$;

2) $Z=3_1(i_n^\circ+3_3'\cdot 2_2')$; 4) $Z=3_2(3_2'\cdot 2_3'+i_n^\circ)$.



а)



б)

Рис. 3.15. Конструктивные варианты сложных структур вида А1-2

Так же, как и в предыдущем случае, наиболее приемлемым является первый кинематический вариант.

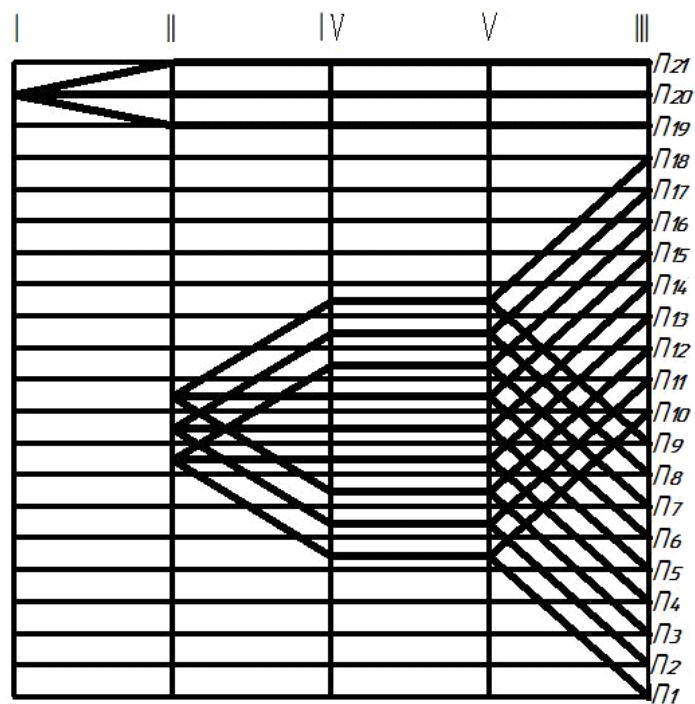
5. По структурной формуле второго варианта

$$Z=3_1(i_n^\circ+3_2'\cdot 2_3')=21$$

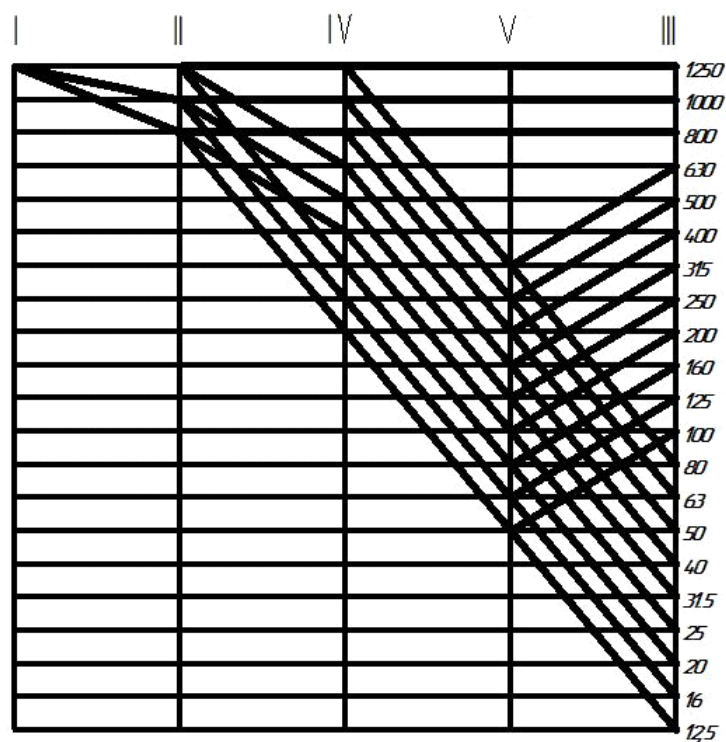
определяем характеристики групп передач:

$$X_1=1; \quad X_2'=3 \quad \text{и} \quad X_3'=9.$$

Соответствующие структурная сетка и диаграмма чисел оборотов привода представлены на рис. 3.16.



а)



б)

Рис. 3.16. Структурная сетка и диаграмма чисел оборотов сложной структуры вида А1-2

6. По диаграмме чисел оборотов определяем частные передаточные отношения:

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,26^2} = 0,795; \quad i_2 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26} = 0,635; \quad i_3 = \varphi_0 = 1;$$

$$i'_1 = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1,26^6} = 0,25; \quad i'_2 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,26^3} = 0,5; \quad i'_3 = \varphi_0 = 1;$$

$$i'_2 = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1,26^6} = 0,25; \quad i'_3 = \varphi^3 = 1,26^3 = 2,0; \quad i_n^0 = \varphi^3 = 1;$$

$$i'_n = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1,26^6} = 0,25.$$

Далее, проводя расчет чисел зубьев и принимая $Z_{\min} = 20$, получаем:

основная структура

$$\begin{array}{llll} Z_1 = 20 & Z_3 = 29 & Z_5 = 26 & Z_7 = 50 \\ Z_2 = 32 & Z_4 = 33 & Z_6 = 26 & Z_8 = 50; \end{array}$$

дополнительная структура

$$\begin{array}{llllll} Z_1 = 50 & Z_9 = 20 & Z_{12} = 33 & Z_{14} = 20 & Z_{16} = 20 & Z_{18} = 67 \\ Z_{11} = 50 & Z_{10} = 80 & Z_{13} = 67 & Z_{15} = 80 & Z_{17} = 80 & Z_{19} = 33. \end{array}$$

Проверка показала, что $\Delta n_{\max} = 2,1\% < 10(1,26 - 1)\% = 2,6\%$.

Сравнение схем структур БП-2 и АП-2 (рис. 3.13, г и 3.15, б) показывает, что в структуре вида АП-2 количество зубчатых колес и передвигных блоков на одно меньше. Однако в этой структуре неизбежна ускорительная передача с максимальным передаточным отношением $i'_5 = 2$, число скоростей по короткой кинематической цепи уменьшено до трех и, кроме того, передвигной блок Z_9 - Z_7 - Z_{12} имеет сравнительно большой ход переключения. Обе структуры позволяют использовать последние переборные группы в качестве звена для увеличения шага нарезаемых резьб в 2, 4, 8, 16, 32 и 64 раза при структуре вида АП-2 и в 4, 8, 16, 32 и 64 раза при структуре вида БП-2.

Имея ввиду указанные достоинства и недостатки обеих структур, конструктор может правильно выбрать одну из них для заданных конкретных условий.

3.7. Таблицы и типовые схемы для расчета приводов станков со сложенной структурой

В табл. 3 введены показатели всех различных видов сложенных структур для каждого числа скоростей привода от 8 до 48. Верхний предел числа скоростей 48 обеспечивает вполне достаточный диапазон регулирования для станка общего назначения. Для каждого вида структуры указана типовая структурная формула и шифр. Каждый вид сложенной структуры может быть выполнен по различным конструктивным, а также кинематическим вариантам. Типовая структурная формула соответствует одному из них, а выбор того или иного варианта производится конструктором, исходя из конкретных заданных условий, как указано в методике расчета. В типовых структурных формулах не указаны постоянные передачи в дополнительных структурах, но они учтены при определении количества конструктивных элементов привода.

Количество зубчатых колес, валов, передвижных блоков колес и зубчатых муфт определяет простоту конструкции. Число скоростей, получаемых по короткой кинематической цепи, и число передач в этой цепи дают возможность судить о КПД привода.

Величина ϕ_{\max} означает предельное значение знаменателя ряда регулирования чисел оборотов, при котором можно осуществить привод без выхода частных передаточных отношений за допускаемые пределы $0,25 \leq i \leq 2,0$. При удлинении кинематической цепи дополнительной структуры постоянными редуцирующими передачами максимальное значение знаменателя регулирования чисел оборотов в некоторых видах структур может быть увеличено до значения ϕ'_{\max} . На рис. 3.17 штриховой линией показан пример удлинения кинематической цепи дополнительной структуры для типовой схемы структуры вида БП-2. Из-за недопустимости реверсирования выходного вала приходится добавлять две постоянные передачи. Необходимо иметь в виду, что при этом количество зубчатых колес увеличивается на четыре, количество валов на два.

Для привода подачи можно расширить допускаемые пределы частных передаточных отношений до $0,2 \leq i \leq 2,8$ и соответственно увеличить ϕ_{\max} и ϕ'_{\max} до следующего стандартного значения в некоторых видах структур. В табл. 3 эти структуры отмечены звездочкой.

Другие обозначения, принятые в таблице: Z – число скоростей привода; $KШ$ – количество зубчатых колес; KB – количество валов; KB – количество передвигных блоков колес; $Z_{кц}$ – число скоростей по короткой кинематической цепи; $Пкц$ – число передач короткой кинематической цепи; KM – количество зубчатых муфт.

Типовые кинематические схемы для приводов со сложной структурой всех видов показаны на рис. 3.18–3.24. На типовых схемах условно изображены валы, постоянные передачи и все составляющие структуры.

В табл. 3 даны также показатели обычных структур для приводов с числом скоростей, кратным двум и трем.

При составлении таблицы сознательно не использованы рекомендации и методы упрощения конструкции сложной структуры, так как их применимость различна для разных конкретных условий проектирования, учесть которые в общей форме невозможно. Поэтому по некоторым табличным показателям сложные структуры в ряде случаев уступают обычным структурам. Например, коробка передач на 24 скорости с обычной структурой имеет 5 валов, 18 зубчатых колес и 4 передвигных блока колес, а со сложной структурой – минимальное число валов – 5, зубчатых колес от 18 до 28, передвигных блоков от 3 (при наличии муфты) до 6.

Но и в этих случаях сложные структуры могут оказаться более выгодными, так как обладают свойствами, недоступными обычным структурам: увеличение диапазона регулирования, укорочение кинематической цепи на высоких скоростях и, следовательно, улучшение энергетических показателей и динамики привода. Так, структура №104 вида БШ-2 обеспечивает передачу движения по очень короткой цепи на шести верхних скоростях из 24-х и возможность увеличения знаменателя ряда до 1,26.

Обычная структура на 24 скорости не может быть осуществлена со значением большим, чем 1,12.

В разделе 3.5 и в ряде рассмотренных примеров изложены рекомендации и методы упрощения конструкции сложных структур (см. рис. 3.12, 3.13, 3.15). Причем такие методы, как применение связанных зубчатых колес, совпадения скоростей, корригирования зубчатых колес, более эффективны для сложных структур, как правило, добавляется и упрощение их конструкции.

Таким образом, разработанная методика с таблицей и типовыми схемами не исключает в каждом конкретном случае творче-

Для случаев проектирования привода с очень большим числом скоростей и наименьшими знаменателями ряда регулирования авторами разработана табл. 4. Эта таблица аналогична табл. 3, поэтому в ней полностью применимы все положения, изложенные в настоящем разделе. Особенность табл. 4 заключается в том, что в ней даны не все возможные структуры с числом скоростей от 50 до 60, а лишь часть их. Заранее опущены структуры, у которых при $\varphi = 1,06$ количество валов более восьми, скоростей по короткой цепи менее трех, а также структуры, которые не могут быть осуществлены без совпадения скоростей даже при минимальном знаменателе $\varphi = 1,06$. Все эти структуры очень усложнили бы коробку передач, не обеспечив при этом достаточного использования возможностей сложных структур.

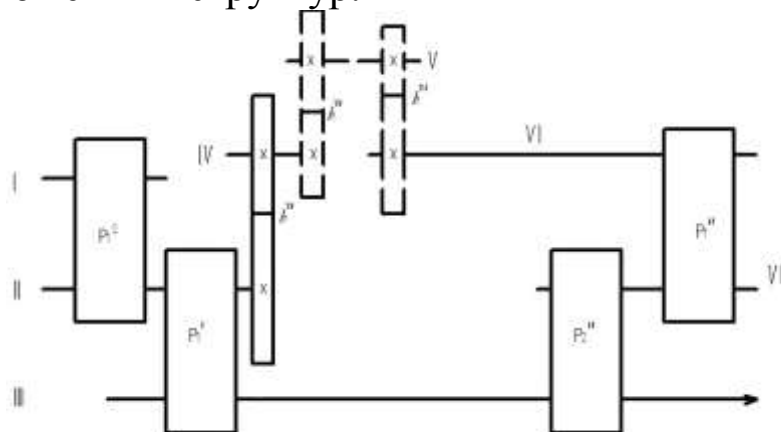
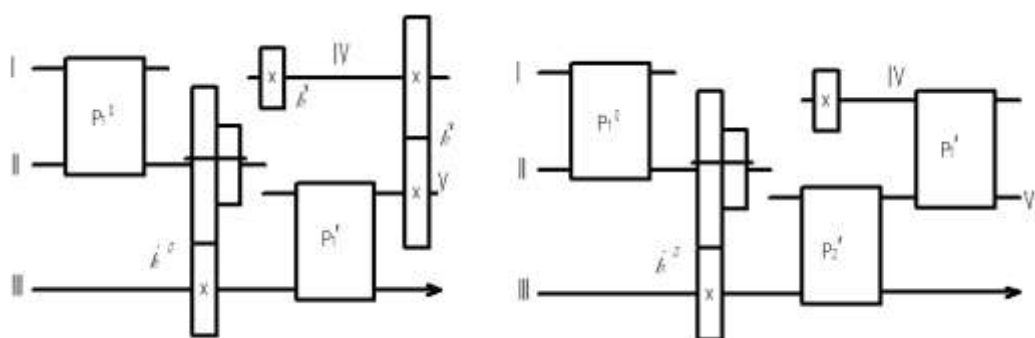
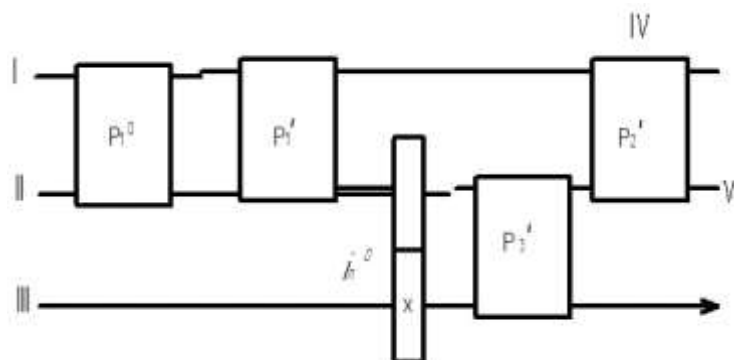


Рис. 3.17. Удлинение кинематической цепи дополнительной структуры постоянными редуцирующими передачами

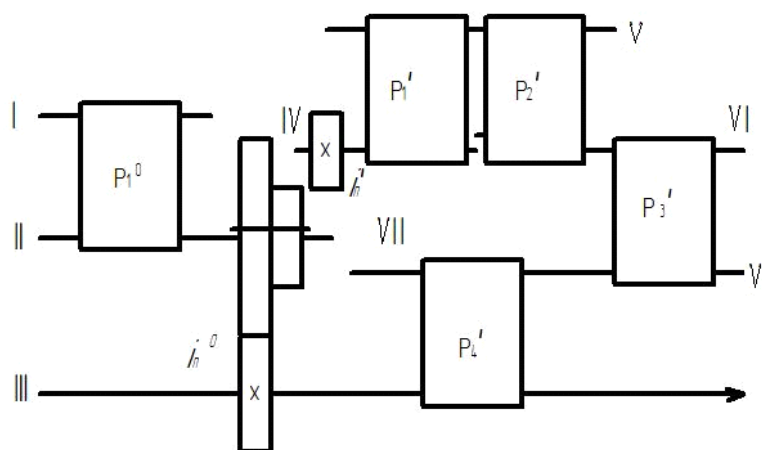


Вид AI-1

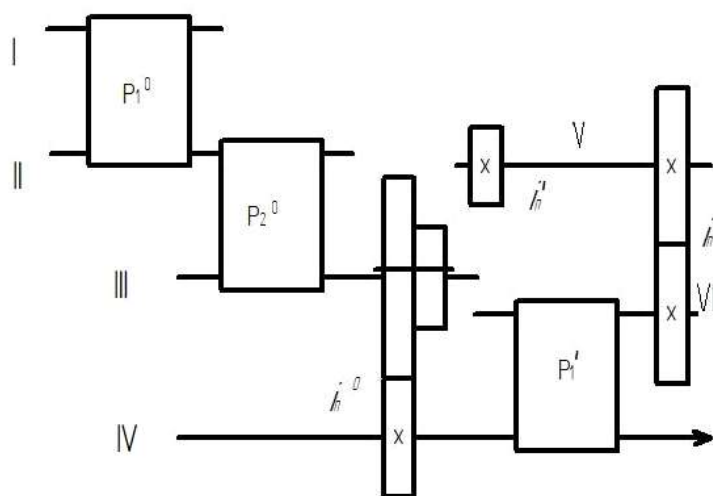
Вид AI-2



Вид AI-3

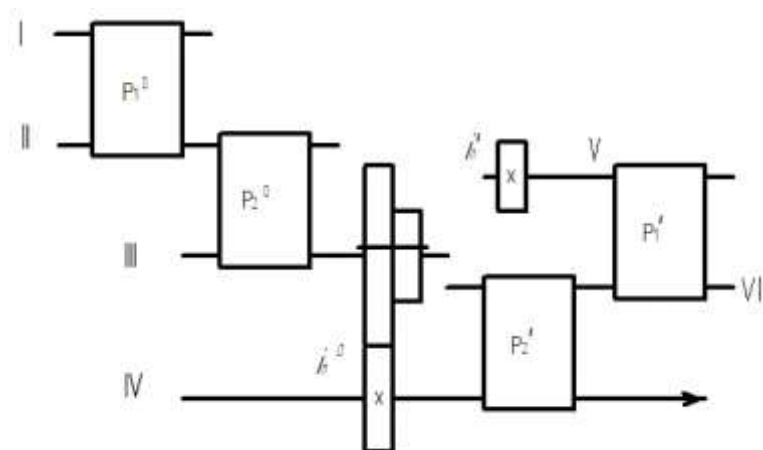


Вид AI-4

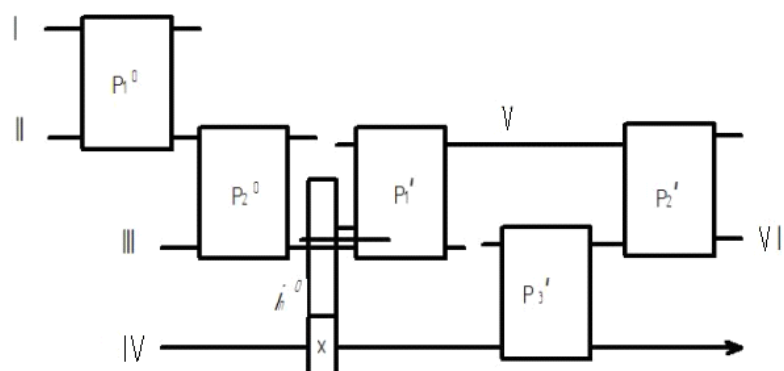


Вид AI-5

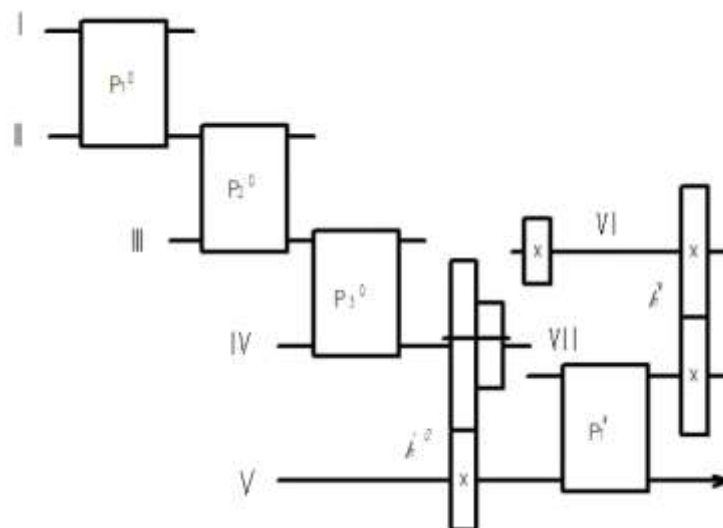
Рис. 3.18. Типовые кинематические схемы сложных структур вида AI



Вид AI-6

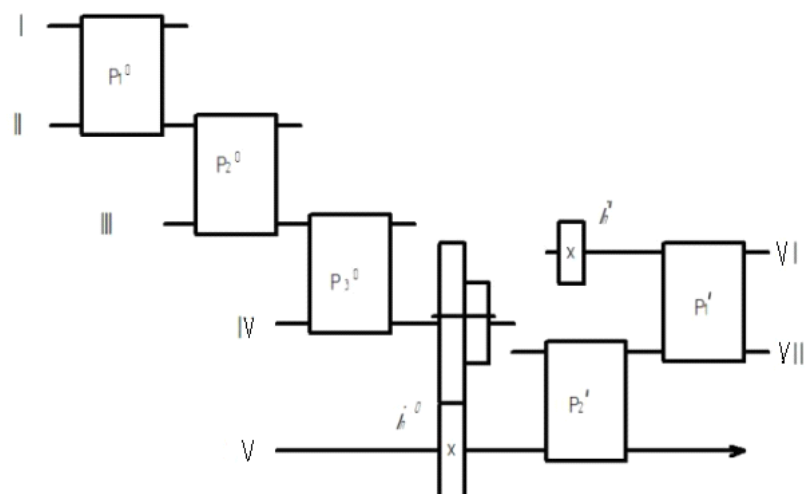


Вид AI-7

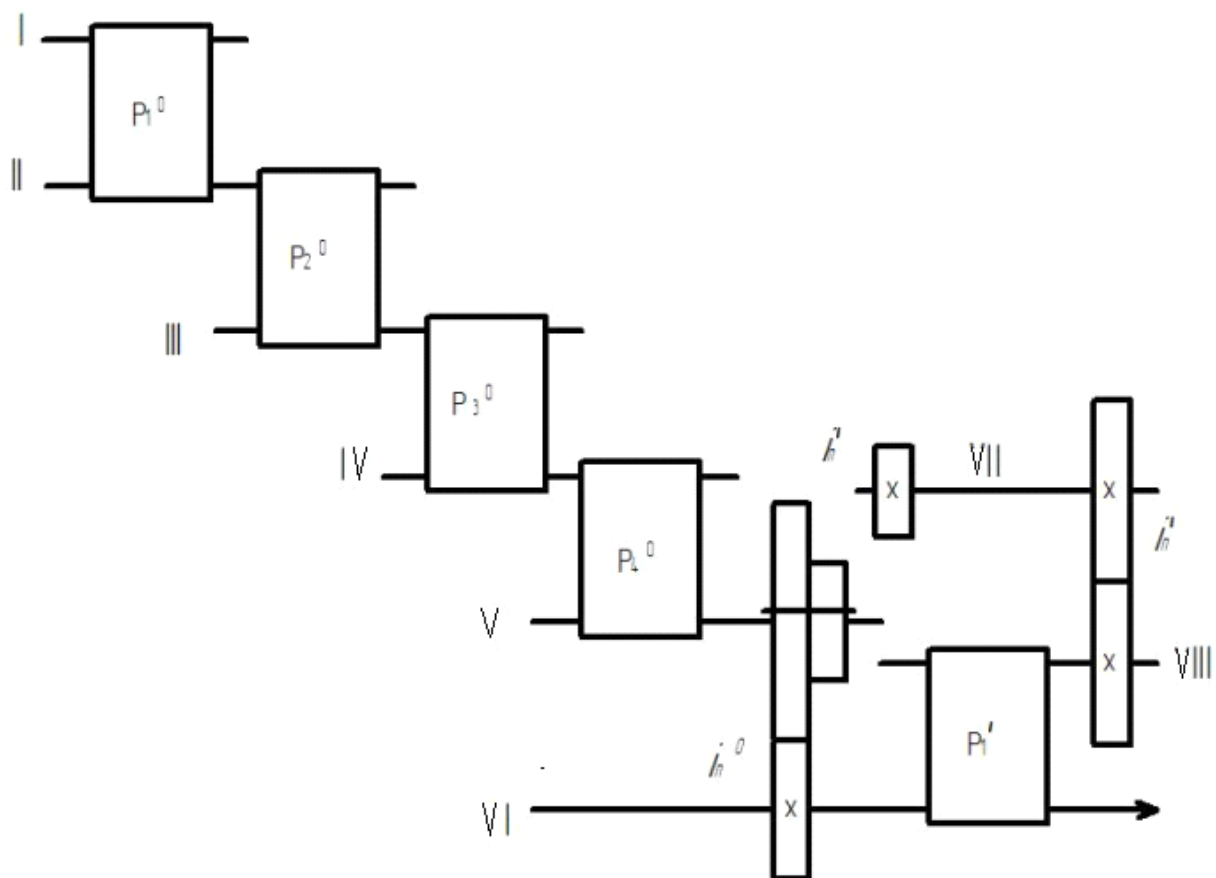


Вид AI-8

Рис. 3.18. Типовые кинематические схемы сложных структур вида AI (продолжение)

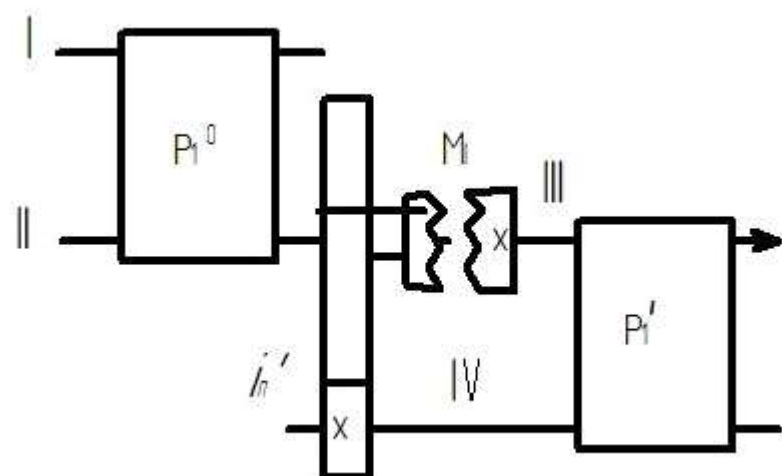


Вид AI-9

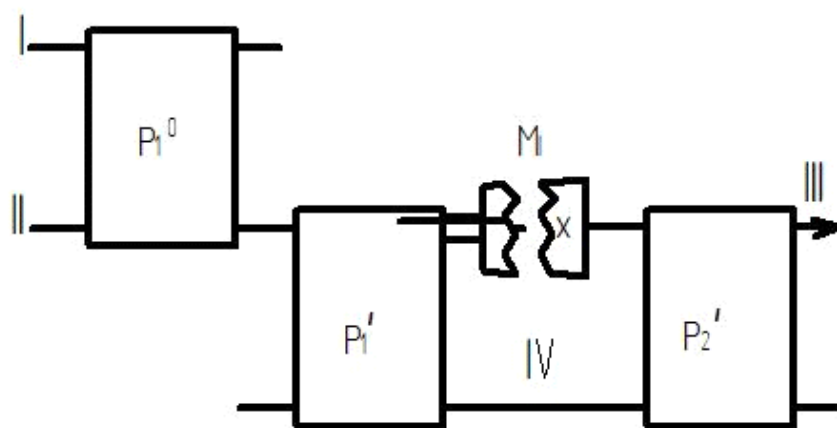


Вид AI-10

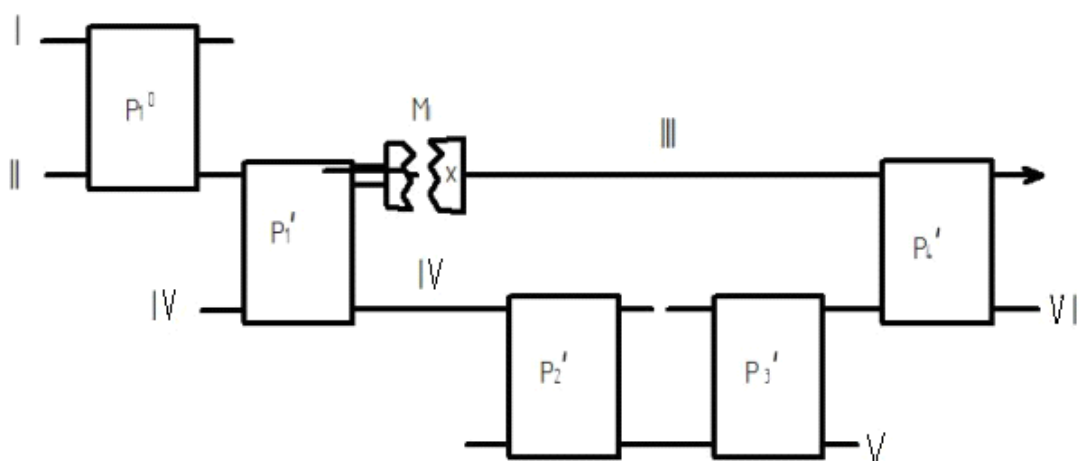
Рис. 3.18. Типовые кинематические схемы сложных структур вида AI (продолжение)



Вид АП-1

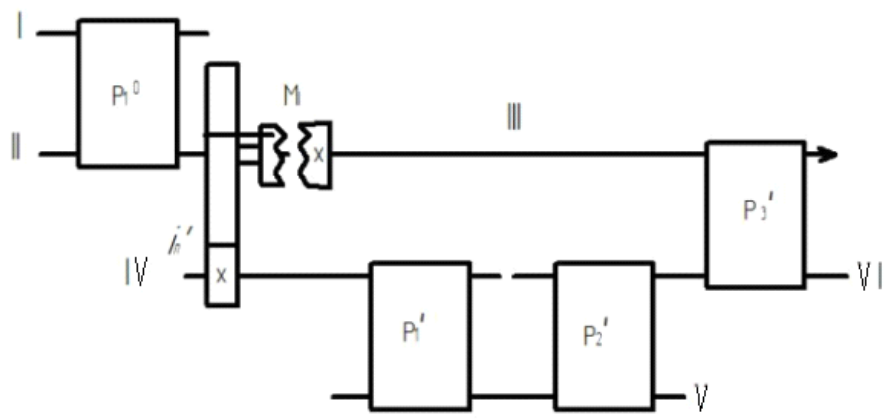


Вид АП-2

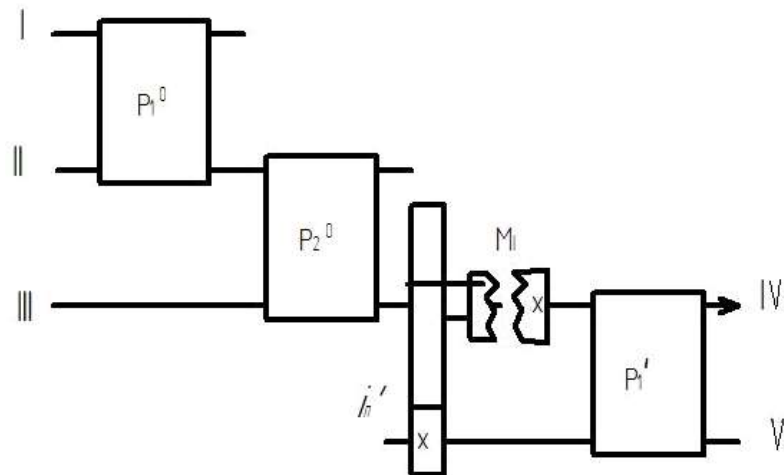


Вид АП-3

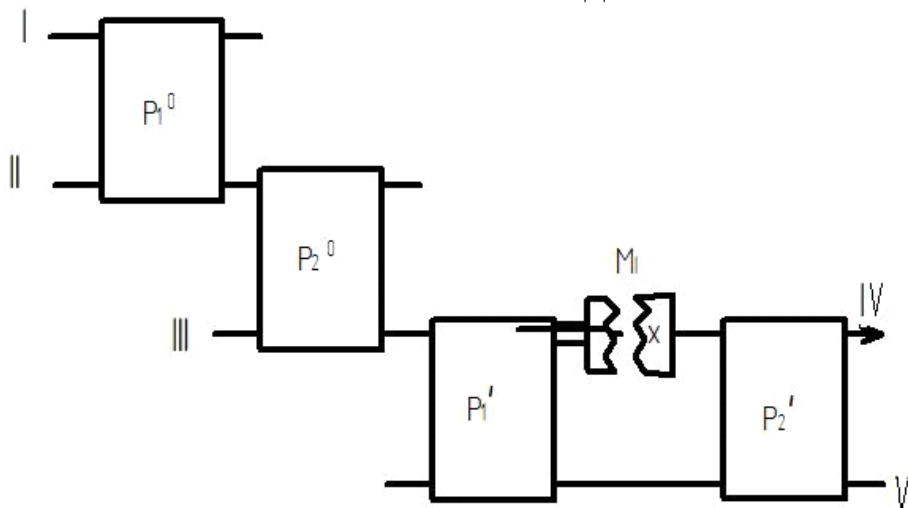
Рис. 3.19. Типовые кинематические схемы сложных структур вида АП



Вид АП-4



Вид АП-5



Вид АП-5

Рис. 3.19. Типовые кинематические схемы сложных структур вида АП (продолжение)

Таблица 3

Типовые схемы сложенных структур

№	Z	Структурная формула привода	Вид структуры	Основные показатели привода							
				К Ш	КВ	КБ	Z _{кц}	П _{кц}	КМ	φ_{max}	φ'_{max}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	8	$2(i_n^\circ + 3)$	АІ-1	16	5	3	2	2	нет	1,58	1,58
2		$2(1+3)$	АП-1	12	4	2	2	1	1	1,58	1,58
3		$2(0+2+2)$	БШ-1	16	5	3	4	2	нет	2,0	2,0
4		$2 \cdot 2 \cdot 2$	обычная структ.	12	4	3	нет	нет	нет	1,58	1,58
5	9	$3(i_n^\circ + 2)$	АІ-1	16	5	3	3	2	нет	2,0	2,0
6		$3(1+2)$	АП-1	12	4	2	3	1	1	1,58	2,0
7		$3 \cdot 3$	обычная структ.	12	3	2	нет	нет	нет	1,41	1,41
8	10	$2(i_n^\circ + 2 \cdot 2)$	АІ-2	16	5	4	2	2	нет	1,58	1,58
9		$2(1+2 \cdot 2)$	АП-2	12	4	3	2	1	1	1,41	1,58
10		$2(i_n^\circ + 2+2)$	БІ-1	22	7	4	2	2	нет	2,0	2,0
11		$2(1+2 \cdot 2)$	БП-1	16	5	3	2	1	1	1,58	1,58
12		$2(0+2+3)$	БШ-1	18	5	3	4	2	нет	1,58	1,58
13	12	$3(i_n^\circ + 3)$	АІ-1	18	5	3	3	2	нет	1,41	1,41
14		$2 \cdot 2(i_n^\circ + 2)$	АІ-5	18	6	4	4	3	нет	1,58	1,58
15		$3(1+3)$	АП-1	14	4	2	3	1	1	1,20	1,41
16		$2 \cdot 2(1+2)$	АП-5	14	5	3	4	2	1	1,58	1,58
17		$2(i_n^\circ + 2+3)$	БІ-1	24	7	4	2	2	нет	1,26	1,58
18		$2(1+2+3)$	БП-1	18	5	3	2	1	1	1,41	1,58
19		$2(0+3+3)$	БШ-1	20	5	3	6	2	нет	1,58	1,58
20		$3(0+2+2)$	БШ-1	18	5	3	6	2	нет	2,0	2,0
21		$2(0+2+2 \cdot 2)$	БШ-2	18	5	1	4	2	нет	1,58	2,0
22		$2 \cdot 3 \cdot 2$	обычная структ.	14	4	3	нет	нет	нет	1,41	1,41
23	14	$2(i_n^\circ + 3 \cdot 2)$	АІ-2	18	5	4	2	2	нет	1,41	1,41
24		$2(1+3 \cdot 2)$	АП-2	14	4	3	2	2	1 нет	1,26	1,41
25		$2(i_n^\circ + 2+2 \cdot 2)$	БІ-2	24	7	5		2	нет	1,41	1,58
26		$2(i_n^\circ + 3+3)$	БІ-1	26	7	4	2	2	1	1,41	1,58
27		$2(1+3+3)$	БП-1	20	5	3	2	1	1 нет	1,26	1,58
28		$2(1+2+2 \cdot 2)$	БП-2	18	5	4	2	1	нет	1,26	1,58
29		$2(0+3+2 \cdot 2)$	БШ-2	20	5	4	6	2	2	1,41	1,58
30		$2(i_n^\circ + 2+2 \cdot 2)$	ВІ-1	22	7	5	2	2		1,58	1,58
31		$2(1+2+2 \cdot 2)$	ВП-1	16	5	3	2	1		1,58	1,58
32	15	$3(i_n^\circ + 2 \cdot 2)$	АІ-2	18	5	4	3	2	нет	1,41	1,41
33		$3(1+2 \cdot 2)$	АП-2	14	4	3	3	1	1 нет	1,26	1,41
34		$3(i_n^\circ + 2+2)$	БІ-1	24	7	4	3	2	1 нет	1,41	2,0
35		$3(1+2+2)$	БП-1	18	5	3	3	1		1,26	2,0
36		$3(0+2+3)$	БШ-1	20	5	3	6	2		1,41	1,41
37	16	$2 \cdot 2(i_n^\circ + 3)$	АІ-5	20	6	4	4	3	нет	1,26	1,26

№	Z	Структурная формула привода	Вид структуры	Основные показатели привода							
				КШ	КВ	КБ	Z _{кц}	П _{кц}	КМ	φ_{max}	φ'_{max}
38		2·2(1+3)	АП-5	16	5	3	4	2	1	1,26	1,26
39		2(i_n° +3+2·2)	БІ-2	26	7	5	2	2	нет	1,41	1,58
40		2(1+3+2·2)	БП-2	20	5	4	2	1	1	1,12	1,41
41		2(0+2+3·2)	БШ-2	20	5	4	4	2	нет	1,41	1,41
42		2(0+2·2+2·2)	БШ-5	20	5	5	8	3	нет	1,26	1,58
43		2·2(0+2+2)	БШ-10	20	6	4	8	3	нет	1,41	1,58
44		2·2·2·2	обычная структ.	16	5	4	нет	нет	нет	1,26	1,26
45	18	2(i_n° +2·2·2)	АІ-3	18	5	4	2	2	нет	1,26	1,26
46		3·2(i_n° +2)	АІ-5	20	6	4	6	3	нет	1,41	1,41
47		2(1+2·2·2)	АП-3	18	6	4	2	1	1	1,26	1,26
48		3·2(1+2)	АП-5	16	5	3	6	2	1	1,26	1,41
49		3(i_n° +2+3)	БІ-1	26	7	4	3	2	нет	1,26	1,41
50		2(i_n° +2+3·2)	БІ-2	26	7	5	2	2	нет	1,26	1,41
51		2(i_n° +2·2+2·2)	БІ-5	26	7	6	2	2	нет	1,26	1,58
52		3(1+2+3)	БП-1	20	5	3	3	1	1	1,12	1,41
53		2(1+2+3·2)	БП-2	20	5	4	2	1	1	1,12	1,41
54		2(1+2·2+2·2)	БП-5	20	5	5	2	1	1	1,12	1,41
55		3(0+3+3)	БШ-1	22	5	4	9	2	нет	1,26	1,41
56		2(0+3+3·2)	БШ-2	22	5	3	6	2	нет	1,26	1,41
57		3(0+2+2·2)	БШ-2	20	5	4	6	2	нет	1,26	1,41
58		2(i_n° +2+3·2)	ВІ-1	22	7	5	2	2	нет	1,26	1,26
59		2(1+2+2·3)	ВП-1	18	5	3	2	1	2 нет	1,26	1,26
60		3·3·2	обычная структ.	16	4	3	нет	нет		1,26	1,26
61	20	2(i_n° +2·3)	АІ-2	20	5	4	2	2	нет	1,12	1,12
62		2·2(i_n° +2·2)	АІ-6	20	6	5	4	3	нет	1,26	1,26
63		2(1+3·3)	АП-2	16	4	3	2	1	1	1,12	1,12
64		2·2(1+2·2)	АП-6	16	5	4	4	2	1	1,12	1,26
65		2(i_n° +3+3·2)	БІ-2	28	7	5	2	2	нет	1,26	1,41
66		2·2(i_n° +2+2)	БІ-9	26	8	5	4	3	нет	1,26	1,58
67		2(1+3+3·2)	БП-2	22	5	4	2	1	1	1,12	1,26
68		2·2(1+2·2)	БП-9	20	6	4	4	2	1	1,12	1,41
69		2(0+2+2·2·2)	БШ-3	20	5	5	4	2	нет	1,26	1,41
70		2(0+2·2+3·2)	БШ-5	22	5	5	8	3	нет	1,26	1,41
71		2·2(0+2+3)	БШ-10	22	6	4	8	3	нет	1,26	1,26
72		2(i_n° +3+3·2)	ВІ-1	24	7	5	2	2	нет	1,41	1,41
73		2(1+3+3·2)	ВП-1	18	5	3	2	1	2	1,26	1,41
74	21	3(i_n° +3·2)	АІ-2	20	5	4	3	2	нет	1,26	1,26
75		3(1+3·2)	АП-2	16	4	3	3	1	1	1,12	1,26
76		3(i_n° +3+3)	БІ-1	28	7	4	3	2	нет	1,26	1,41
77		3(i_n° +2+2·2)	БІ-2	26	7	5	3	2	нет	1,26	1,41
78		3(1+3+3)	БП-1	22	5	3	3	1	1	1,12	1,26
79		3(1+2+2·2)	БП-2	20	5	4	3	1	1	1,12	1,26
80		3(0+3+2·2)	БШ-2	22	5	4	9	2	нет	1,26	1,41
81		3(i_n° +2+2·2)	ВІ-1	24	7	5	3	2	нет	1,41	1,41
82		3(1+2+2·2)	ВП-1	18	5	3	2	1	2	1,26	1,41

№	Z	Структурная формула привода	Вид струк- туры	Основные показатели привода							
				К III	КВ	КБ	Z _{кц}	П _{кц}	КМ	φ_{max}	φ'_{max}
83	22	$2(i_n^\circ + 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БИ-3	26	7	6	2	2	нет	1,26	1,26
84		$2(i_n^\circ + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2)$	БИ-5	28	7	6	2	2	нет	1,26	1,41
85		$2(1 + 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-3	24	7	5	2	1	1	1,26	1,26
86		$2(1 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2)$	БП-5	22	5	5	2	1	1	1,12	1,26
87		$2(0 + 2 + 3 \cdot 3)$	БП-2	22	5	4	4	2	нет	1,12	1,12
88		$2(0 + 3 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-3	22	5	5	6	2	нет	1,26	1,26
89		$2(i_n^\circ + 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	ВИ-2	24	7	6	2	2	нет	1,26	1,26
90		$2(1 + 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	ВП-2	18	5	4	2	1	1	1,26	1,26
91	24	$3 \cdot 2(i_n^\circ + 3)$	АИ-5	22	6	4	6	3	нет	1,12	1,12
92		$2 \cdot 2 \cdot 2(i_n^\circ + 2)$	АИ-8	22	7	5	8	4	нет	1,26	1,26
93		$3 \cdot 2(1 + 3)$	АП-5	18	5	3	6	2	1	1,12	1,12
94		$2 \cdot 2 \cdot 2(1 + 2)$	АП-8	18	6	4	8	3	1	1,12	1,26
95		$3(i_n^\circ + 3 + 2 \cdot 2)$	БИ-2	28	7	5	3	2	нет	1,26	1,41
96		$2(i_n^\circ + 2 + 3 \cdot 3)$	БИ-2	28	7	5	2	2	нет	1,12	1,12
97		$2(i_n^\circ + 3 + 2 \cdot 2 \cdot 2)^*$	БИ-3	28	7	6	2	2	нет	1,12	1,26
98		$2 \cdot 2(i_n^\circ + 2 + 3)$	БИ-9	28	8	5	4	3	нет	1,26	1,26
99		$3(1 + 3 + 2 \cdot 2)$	БП-2	22	5	4	3	1	1	1,12	1,26
100		$2(1 + 2 + 3 \cdot 3)$	БП-2	22	5	4	2	1	1	1,12	1,12
101		$2(1 + 3 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-3	26	7	5	2	1	1	1,26	1,26
102		$2 \cdot 2(1 + 2 + 3)$	БП-9	22	6	4	4	2	1	1,12	1,26
103		$2(0 + 3 + 3 \cdot 3)$	БП-2	24	5	4	6	2	нет	1,12	1,12
104		$3(0 + 2 + 3 \cdot 2)$	БП-2	22	5	4	6	2	нет	1,26	1,26
105		$2(0 + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2)^*$	БП-5	24	5	5	12	3	нет	1,12	1,26
106		$3(0 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2)^*$	БП-5	22	5	5	12	3	нет	1,12	1,26
107		$2(0 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-6	26	6	6	8	3	нет	1,26	1,26
108		$2 \cdot 2(0 + 3 + 3)$	БП-10	24	4	4	12	3	нет	1,26	1,26
109		$2 \cdot 2(0 + 3 + 3)$	БП-10	22	4	4	12	3	нет	1,26	1,41
110		$2 \cdot 2(0 + 2 + 2 \cdot 2)$	БП-11	22	5	5	8	3	нет	1,26	1,26
111		$3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2$	обыч- ная структ.	18	4	4	нет	нет	нет	1,12	1,12
112	26	$2(i_n^\circ + 3 + 2 \cdot 2)$	АИ-3	24	5	4	2	2	нет	1,12	1,12
113		$2(1 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	АП-3	20	6	4	2	1	1	1,12	1,12
114		$2(i_n^\circ + 3 + 3 \cdot 3)$	БИ-2	30	7	5	2	2	нет	1,12	1,12
115		$2(i_n^\circ + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2)^*$	БИ-5	30	7	6	2	2	нет	1,12	1,41
116		$2(i_n^\circ + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)^*$	БИ-6	28	7	7	2	2	нет	1,12	1,26
117		$2(1 + 3 + 3 \cdot 3)$	БП-2	24	5	4	2	1	1	1,12	1,12
118		$2(1 + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2)$	БП-5	24	5	5	2	1	1	1,12	1,26
119		$2(1 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-6	26	7	6	2	1	1	1,26	1,26
120		$2(i_n^\circ + 3 + 3 \cdot 3)$	ВИ-1	26	7	5	2	2	нет	1,12	1,12
121		$2(i_n^\circ + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	ВИ-4	24	7	5	2	2	нет	1,26	1,26
122		$2(1 + 3 + 3 \cdot 3)$	ВП-1	20	5	3	2	1	2	1,12	1,12
123		$2(1 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	ВП-4	18	5	4	2	1	2	1,26	1,26
124	27	$3(i_n^\circ + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	АИ-3	24	5	4	3	2	нет	1,12	1,12
125		$3 \cdot 3(i_n^\circ + 2)$	АИ-5	22	6	4	9	3	нет	1,26	1,26
126		$3(1 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	АП-3	20	6	4	3	1	1	1,12	1,12
127		$3 \cdot 3(1 + 2)$	АП-5	18	5	3	9	2	1	1,12	1,26
128		$3(i_n^\circ + 2 + 3 \cdot 2)^*$	БИ-2	28	7	5	3	2	нет	1,12	1,26
129		$3(i_n^\circ + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)^*$	БИ-5	28	7	6	3	2	нет	1,12	1,26

№	Z	Структурная формула привода	Вид структуры	Основные показатели привода							
				К Ш	КВ	КБ	Z _{кц}	П _{кц}	КМ	φ_{max}	φ'_{max}
130		3(1+2+3·2)	БП-2	22	5	4	3	1	1	1,12	1,26
131	27	3(1+2·2+2·2)	БП-5	22	5	5	3	1	1	1,12	1,26
132		3(0+3+3·2)*	БП-2	24	5	4	9	2	нет	1,12	1,26
133		3(i_n° +2+2·3)	ВІ-1	26	7	5	3	2	нет	1,12	1,12
134		3(1+2+2·3)	ВП-1	20	5	3	3	1	2	1,12	1,12
135		3·3·3	обычная структ.	18	4	3	нет	нет	нет	1,12	1,12
136	28	2·2(i_n° +3·2)	АІ-6	22	6	5	4	3	нет	1,12	1,12
137		2·2(1+3·2)	АП-6	18	5	4	4	2	1	1,12	1,12
138		2(i_n° +2·2+3·3)	БІ-5	30	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
139		2·2(i_n° +3+3)*	БІ-9	30	8	5	4	3	нет	1,12	1,26
140		2·2(i_n° +2+2·2)	БІ-10	28	8	6	4	3	нет	1,12	1,12
141		2(1+2·2+3·3)*	БП-5	24	5	5	2	1	1	1,06	1,12
142		2·2(1+3+3)	БП-9	24	6	4	4	2	1	1,12	1,26
143		2·2(1+2+2·2)	БП-10	22	6	5	4	2	1	1,12	1,26
144		2(0+2+3·2·2)	БП-3	22	5	5	4	2	нет	1,12	1,12
145		2(0+3·2+2·2·2)	БП-6	28	7	6	12	3	нет	1,26	1,26
146		2·2(0+3+2·2)*	БП-11	24	6	5	12	3	нет	1,12	1,26
147		2·2(i_n° +2+2·2)	ВІ-6	26	8	6	4	3	нет	1,26	1,26
148		2·2(1+2+2·2)	ВП-6	20	6	4	4	2	2	1,26	1,26
149	30	3(i_n° +3·3)	АІ-2	22	5	4	3	2	нет	1,12	1,12
150		3·2(i_n° +2·2)	АІ-6	22	6	5	6	3	нет	1,12	1,12
151		3(1+3·3)*	АП-2	18	4	3	3	1	1	1,12	1,12
152		3·2(1+2·2)	АП-6	18	5	4	6	2	1	1,12	1,12
153		3(i_n° +3+3·2)	БІ-2	30	7	5	3	2	нет	1,26	1,26
154		2(i_n° +2+3·2·2)	БІ-3	28	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
155		2(i_n° +3·2+2·2·2)	БІ-6	30	7	7	2	2	нет	1,26	1,26
156		3·2(i_n° +2+2)*	БІ-9	28	8	5	6	3	нет	1,41	1,41
157		3(1+3+3·2)*	БП-2	24	5	4	3	1	1	1,26	1,26
158		2(1+2+3·2·2)	БП-6	28	7	6	6	2	1	1,12	1,12
159		2(1+3·2+2·2·2)	БП-6	28	7	6	6	2	1	1,12	1,26
160		3·2(1+2+2)	БП-9	22	6	4	4	6	1	1,12	1,26
161		2(0+3+3·2·2)	БП-3	24	5	5	5	6	нет	1,12	1,12
162		3(0+2+2·2·2)	БП-3	22	5	5	5	6	нет	1,12	1,12
163		2(0+3·2+3·3)	БП-5	26	5	5	5	12	нет	1,12	1,12
164		3(0+2·2+3·2)	БП-5	24	5	5	5	12	нет	1,12	1,26
165		3·2(0+2+3)	БП-10	24	6	4	4	12	нет	1,12	1,12
166		3(i_n° +3+3·2)	ВІ-1	26	7	5	5	3	нет	1,26	1,26
167		2(i_n° +2+2·3·2)	ВІ-2	26	7	6	6	2	нет	1,12	1,12
168		3(1+3+3·2)*	ВП-1	20	5	3	3	3	2	1,12	1,26
169		2(1+2+2·3·2)	ВП-2	20	5	4	4	2	2	1,12	1,12
170	32	2·2·2(i_n° +3)	АІ-8	24	7	5	8	4	нет	1,12	1,12
171		2·2·2(1+3)*	АП-8	20	6	4	8	3	1	1,06	1,12
172		2(i_n° +3+3·2·2)	БІ-3	30	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
173		2(i_n° +3·2+3·3)	БІ-5	32	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
174		2·2(i_n° +3+2·2)	БІ-10	30	8	6	4	3	нет	1,12	1,26
175		2(1+3+3·2·2)	БП-3	28	7	5	2	1	1	1,06	1,12
176		2(1+3·2+3·3)	БП-5	26	5	5	2	1	1	1,06	1,12

№	Z	Структурная формула привода	Вид струк- туры	Основные показатели привода							
				К Ш	КВ	КБ	Z _{кц}	П _{кц}	КМ	φ_{max}	φ'_{max}
177		2·2(1+3+2·2)*	БП-10	24	6	5	4	2	1	1,12	1,26
178		2(0+2·2+3·2·2)	БШ-6	28	7	6	4	3	нет	1,12	1,12
179	32	2(0+2·2·2+2·2·2)	БШ-8	28	7	7	16	4	нет	1,12	1,26
180		2·2(0+2·2+2·2)	БШ-13	24	6	6	16	4	нет	1,12	1,26
181		2·2(0+2+3·2)	БШ-11	24	6	5	8	3	нет	1,12	1,12
182		2·2·2(0+2+2)	БШ-15	24	7	5	16	4	нет	1,12	1,26
183		2(i _n [°] +3+3·2·2)	ВІ-2	26	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
184		2(1+3+3·2·2)	ВП-2	20	5	4	2	1	2	1,12	1,12
185		2·2·2·2·2	обыч- ная структ.	20	6	5	нет	нет	нет	1,12	1,12
186	33	3(i _n [°] +2+2·2·2)	БІ-3	28	7	6	3	2	нет	1,12	1,12
187		3(i _n [°] +2·2+3·2)	БІ-5	30	7	6	3	2	нет	1,12	1,26
188		3(1+2+2·2·2)	БП-3	26	7	5	3	1	1	1,12	1,12
189		3(1+2·2+3·2)	БП-5	24	5	5	3	1	1	1,06	1,26
190		3(0+2+3·3)	БШ-2	24	5	4	6	2	нет	1,12	1,12
191		3(0+3+2·2·2)	БШ-3	24	5	5	9	2	нет	1,12	1,12
192		3(i _n [°] +2+2·2·2)	ВІ-2	26	7	6	3	2	нет	1,12	1,12
193		3(1+2+2·2·2)	ВП-2	20	5	4	3	1	2	1,12	1,12
194	34	2(i _n [°] +2·2·2·2)	АІ-4	24	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
195		2(+2·2·2·2)	АП-4	20	6	5	2	1	1	1,12	1,12
196		2(i _n [°] +2·2+3·2·2)	БІ-6	30	7	7	2	2	нет	1,12	1,12
197		3(i _n [°] +2·2·2+2·2·2)	БІ-8	30	7	8	2	2	нет	1,12	1,26
198		2(1+2·2+3·2·2)	БП-6	28	7	6	2	1	1	1,12	1,12
199		2(1+2·2·2+2·2·2)	БП-8	32	9	7	2	1	1	1,12	1,26
200		2(0+3·3+2·2·2)	БШ-6	30	7	6	18	3	нет	1,12	1,12
201		2(i _n [°] +2·2+2·2·3)	ВІ-4	26	7	5	2	2	нет	1,12	1,12
202		2(1+2·2+2·2·3)	ВП-4	20	5	4	2	1	2	1,12	1,12
203	36	3·3(i _n [°] +3)	АІ-5	24	6	4	9	3	нет	1,12	1,12
204		2·2(i _n [°] +2·2·2)	АІ-7	22	6	5	4	3	нет	1,12	1,12
205		3·2·2(i _n [°] +2)	АІ-8	24	7	5	12	4	нет	1,12	1,12
206		3·3(1+3)*	АП-5	20	5	3	9	2	1	1,06	1,12
207		2·2(1+2·2·2)	АП-7	22	7	5	4	2	1	1,12	1,12
208		3·2·2(1+2)	АП-8	20	6	4	12	3	1	1,12	1,12
209		3(i _n [°] +2+3·3)	БІ-2	30	7	5	3	2	нет	1,12	1,12
210		3(i _n [°] +3+2+2·2·2)	БІ-3	30	7	6	3	2	нет	1,12	1,12
211		2(i _n [°] +3·3+2·2·2)	БІ-6	32	7	7	2	2	нет	1,12	1,12
212		3·2(i _n [°] +2+3)	БІ-9	30	8	5	6	3	нет	1,12	1,12
213		2·2(i _n [°] +2+3·2)	БІ-10	30	8	6	4	3	нет	1,12	1,12
214		2·2(i _n [°] +2·2+2·2)	БІ-12	30	8	7	4	3	нет	1,12	1,26
215		3(1+2+3·3)	БП-2	24	5	4	3	1	1	1,12	1,12
216		3(1+3+2·2·2)	БП-3	28	7	5	3	1	1	1,12	1,12
217		2(1+3·3+2·2·2)	БП-6	30	7	6	2	1	1	1,06	1,12
218		3·2(1+2+3)	БП-9	24	6	4	6	2	1	1,12	1,12
219		2·2(1+2+3·2)	БП-10	24	6	5	4	2	1	1,12	1,12
220		2·2(1+2·2+2·2)	БП-12	24	6	6	4	2	1	1,06	1,26
221		3(0+3+3·3)	БШ-2	26	5	4	9	2	нет	1,06	1,12
222		2(0+2+2·2·2·2)	БШ-4	26	7	6	4	2	нет	1,06	1,12
223		2(0+3·3+3·3)	БШ-5	28	5	5	18	3	нет	1,12	1,12

№	Z	Структурная формула привода	Вид струк- туры	Основные показатели привода							
				К Ш	КВ	КБ	Z _{кц}	П _{кц}	КМ	φ_{max}	φ'_{max}
224		3(0+3·2+3·2)	БШ-5	26	5	5	18	3	нет	1,12	1,26
225		2(0+3·2+3·2·2)	БШ-6	28	7	6	12	3	нет	1,12	1,12
226		3(0+2·2+2·2·2)	БШ-6	28	7	6	12	3	нет	1,12	1,12
227	36	3·2(0+3+3)	БШ-10	26	6	4	18	3	нет	1,12	1,12
228		3·3(0+2+2)	БШ-10	2	6	4	18	3	нет	1,12	1,26
229		2·2(0+3+3·2)	БШ-11	26	6	5	12	3	нет	1,12	1,12
230		3·2(0+2+2·2)	БШ-11	24	6	5	12	3	нет	1,12	1,12
231		2·2(i_n° +2+2·3)	ВІ-6	28	8	6	4	3	нет	1,12	1,12
232		2·2(1+2+2·3)	ВІІ-6	22	6	4	4	2	2	1,12	1,12
233		3·3·2·2	обыч- ная структ.	20	5	4	нет	нет	нет	1,12	1,12
234	38	2(i_n° +3·3·2)	АІ-3	22	5	4	2	2	нет	1,12	1,12
235		2(1+3·3·2)	АІІ-3	22	6	4	2	1	1	1,12	1,12
236		2(i_n° +2+2·2·2·2)	БІ-4	32	9	7	2	2	нет	1,12	1,12
237		2(i_n° +3·3+3·3)	БІ-5	34	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
238		2(i_n° +3·2+3·2·2)	БІ-6	32	7	7	2	2	нет	1,12	1,12
239		2(1+2+2·2·2·2)	БІІ-4	26	7	6	2	1	1	1,12	1,12
240		2(1+3·3+3·3)	БІІ-5	28	5	5	2	1	1	1,06	1,12
241		2(1+3·2+3·2·2)	БІІ-6	30	7	6	2	1	1	1,12	1,12
242		2(0+3+2·2·2·2)	БШ-4	28	7	6	6	2	нет	1,12	1,12
243		2(i_n° +2·2·2·2·2)	ВІ-3	26	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
244		2(1+2·2·2·2·2)	ВІІ-3	22	7	5	2	1	2	1,12	1,12
245	39	3(i_n° +3·2·2)	АІ-3	22	5	4	3	2	нет	1,12	1,12
246		3(1+3·2·2)	АІІ-3	22	6	4	3	1	1	1,12	1,12
247		3(i_n° +3+3·3)	БІ-2	32	7	5	3	2	нет	1,12	1,12
248		3(i_n° +3·2+3·2)	БІ-5	32	7	6	3	2	нет	1,12	1,26
249		3(i_n° +2·2+2·2·2)	БІ-6	30	7	7	3	2	нет	1,12	1,12
250		3(1+3·3·3)	БІІ-2	26	5	4	3	1	1	1,06	1,12
251		3(1+3·2+3·2)	БІІ-5	26	5	5	3	1	1	1,06	1,12
252		3(1+2·2+2·2·2)	БІІ-6	28	6	6	3	1	1	1,12	1,12
253		3(0+2·2·3·3)	БШ-5	26	5	5	12	3	нет	1,12	1,12
254		3(i_n° +3+3·3)	ВІ-1	28	7	5	3	2	нет	1,12	1,12
255		3(i_n° +2·2+2·2·2)	ВІ-4	26	7	5	3	2	нет	1,12	1,12
256		3(1+3+3·3)	ВІІ-1	22	6	3	3	1	2	1,12	1,12
257		3(1+2·2·2·2·2)	ВІІ-4	22	5	4	3	1	2	1,12	1,12
258	40	2·2(i_n° +3·3)	АІ-6	24	6	5	4	3	нет	1,06	1,06
259		2·2·2(i_n° +2·2)	АІ-9	24	7	6	8	4	нет	1,12	1,12
260		2·2(1+3·3)	АІІ-6	20	5	4	4	2	1	1,06	1,6
261		2·2·2(1+2·2)	АІІ-9	20	6	5	8	3	1	1,06	1,12
262		2(i_n° +3+2·2·2·2)	БІ-4	34	9	7	2	2	нет	1,12	1,12
263		2·2(i_n° +3+3·2)	БІ-10	32	8	6	4	3	нет	1,12	1,12
264		2·2·2(i_n° +2+2)	БІ-13	30	9	6	8	4	нет	1,12	1,26
265		2(1+3+2·2·2·2)	БІІ-4	28	7	6	2	1	1	1,12	1,12
266		2·2(1+3+3·2)	БІІ-10	26	6	5	4	2	1	1,06	1,12
267		2·2·2(1+2+2)	БІІ-13	24	7	5	8	3	1	1,06	1,26
268		2(0+2+3·3·2)	БШ-3	24	5	5	4	2	нет	1,12	1,12
269		2(0+2·2+2·2·2)	БШ-6	26	7	6	8	3	нет	1,12	1,26
270		2(0+2·2·2+3·2·2)	БШ-7	30	7	7	16	3	нет	1,12	1,12

№	Z	Структурная формула привода	Вид струк- туры	Основные показатели привода							
				К III	КВ	КБ	Z _{кц}	П _{кц}	КМ	φ_{max}	φ'_{max}
271		2·2(0+2+2·2·2)	БП-12	24	6	6	8	3	нет	1,12	1,12
272		2·2(0+2·2+2·3·2)	БП-13	26	6	6	16	4	нет	1,12	1,12
273		2·2·2(0+2+3)	БП-15	26	7	5	16	4	нет	1,12	1,12
274		2·2(i_n° +3+3·2)	ВІ-6	28	8	6	4	3	нет	1,12	1,12
275	40	2·2(1+3+3·2)	ВІІ-6	22	6	4	4	2	2	1,12	1,12
276	42	3·2(i_n° +3·2)	АІ-6	24	6	5	6	3	нет	1,12	1,12
277		3·2(1+3·2)	АП-6	20	5	4	6	2	1	1,06	1,12
278		2(i_n° +2+3·3·2)	БІ-3	30	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
279		3(i_n° +2·2+3·3)	БІ-5	32	7	6	3	2	нет	1,12	1,12
280		2(i_n° +2·2+2·2·2·2)	БІ-7	34	9	8	2	2	нет	1,12	1,12
281		2(i_n° +2·2·2+3·2·2)	БІ-8	32	7	8	2	2	нет	1,12	1,12
282		3·2(i_n° +3+3)	БІ-9	32	8	5	6	3	нет	1,12	1,12
283		3·2(i_n° +2+2·2)	БІ-10	30	8	6	6	3	нет	1,12	1,12
284		2(1+2+3·3·2)	БП-3	28	7	5	2	1	1	1,12	1,12
285		3(1+2·2+3·3)	БП-5	26	5	5	3	1	1	1,06	1,12
286		2(1+2·2+2·2·2·2)	БП-7	28	7	7	2	1	1	1,12	1,12
287		2(1+2·2·2+3·2·2)	БП-8	34	9	7	2	1	1	1,12	1,12
288		3·2(1+3+3)	БП-9	26	6	4	6	2	1	1,06	1,12
289		3·2(1+2+2·2)	БП-10	24	6	5	6	2	1	1,06	1,12
290		2(0+3+3·3·2)	БП-3	26	5	5	6	2	нет	1,06	1,12
291		3(0+2+3·2·2)	БП-3	24	5	5	6	2	нет	1,12	1,12
292		3(0+3·2+2·2·2)	БП-6	30	7	6	6	3	нет	1,12	1,12
293		3·2(0+3+2·2)	БП-11	26	6	5	5	3	нет	1,12	1,12
294		2(i_n° +2+2·3·3)	ВІ-2	28	7	6	6	2	нет	1,06	1,06
295		2(i_n° +2·2+2·2·2·2)	ВІ-5	26	7	6	6	2	нет	1,12	1,12
296		3·2(i_n° +2+2·2)	ВІ-6	28	8	6	6	3	нет	1,12	1,12
297		2(1+2+2·3·3)	ВІІ-2	22	5	4	4	1	2	1,06	1,06
298		2(1+2·2+2·2·2·2)	ВІІ-5	20	5	5	5	1	2	1,12	1,12
299		3·2(1+2+2·2)	ВІІ-6	22	6	4	4	2	2	1,12	1,12
300	44	2(i_n° +3+3·3·2)	БІ-3	32	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
301		2(i_n° +3·3+3·2·2)	БІ-6	34	7	7	2	2	нет	1,12	1,12
302		2·2(i_n° +2+2·2·2)	БІ-11	30	8	7	4	3	нет	1,12	1,12
303		2·2(i_n° +2·2+3·2)	БІ-12	32	8	7	4	3	нет	1,12	1,12
304		2(1+3+3·3·2)	БП-3	30	7	5	2	1	1	1,12	1,12
305		2(1+3·3+3·2·2)	БП-6	30	7	6	2	1	1	1,12	1,12
306		2·2(1+2+2·2·2)	БП-11	28	8	6	4	2	1	1,12	1,12
307		2·2(1+2·2+3·2)	БП-12	26	6	6	4	2	1	1,06	1,12
308		2(0+2·2+3·3·2)	БП-6	30	7	6	8	3	нет	1,12	1,12
309		2(0+3·3+3·2·2)	БП-6	32	7	6	18	3	нет	1,12	1,12
310		2(0+3·2+2·2·2·2)	БП-7	30	7	7	12	3	нет	1,12	1,12
311		2·2(0+2+3·3)	БП-11	26	6	5	8	3	нет	1,06	1,06
312		2·2(0+3+2·2·2)	БП-12	26	6	6	12	3	нет	1,12	1,12
313		2·2(i_n° +2+2·2·2)	ВІ-7	28	8	8	4	3	нет	1,12	1,12
314		2·2(1+2+2·2·2)	ВІІ-7	22	6	5	4	2	2	1,12	1,12
315	45	3·3(i_n° +2·2)	АІ-6	24	6	5	9	3	нет	1,12	1,12
316		3·3(1+2·2)	АП-6	20	5	4	9	2	1	1,06	1,12
317		3(i_n° +2+3·2·2)	БІ-3	32	7	6	3	2	нет	1,12	1,12
318		3(i_n° +3·2+2·2·2)	БІ-6	32	7	7	3	2	нет	1,12	1,12
319		3·3(i_n° +2+2)	БІ-9	30	8	5	9	3	нет	1,12	1,26

№	Z	Структурная формула привода	Вид струк- туры	Основные показатели привода							
				К Ш	КВ	КБ	Z _{кц}	П _{кц}	КМ	φ_{max}	φ'_{max}
320		3(1+2+3·2·2)	БП-3	28	7	5	3	1	1	1,12	1,12
321		3(1+3·2+2·2·2)	БП-6	30	7	6	3	1	1	1,12	1,12
322		3·3(1+2+2)	БП-9	24	6	4	9	2	1	1,06	1,12
323		3(0+3+3·2·2)	БП-3	26	5	5	9	2	нет	1,12	1,12
324	45	3·3(1+2+2)	БП-5	28	5	5	18	3	нет	1,06	1,12
325		3(0+3+3·2·2)	БП-10	26	6	4	18	3	нет	1,12	1,12
326		3(i_n° +2+2·3·2)	ВІ-2	28	7	6	3	2	нет	1,12	1,12
327		3(1+2+2·3·2)	ВП-2	22	5	4	3	2	2	1,12	1,12
328	46	2(i_n° +2·2+3·2·2)*	БП-6	32	7	7	2	2	нет	1,06	1,12
329		2(i_n° +3·2+2·2·2·2)	БП-7	36	9	8	2	2	нет	1,12	1,12
330		2(1+2·2+3·2·2)	БП-6	30	7	6	2	1	1	1,12	1,12
331		2(1+3·2+2·2·2·2)	БП-7	30	7	7	2	1	1	1,12	1,12
332	48	3·2·2(i_n° +3)	АІ-8	26	7	5	12	4	нет	1,06	1,06
333		2·2·2·2(i_n° +2)	АІ-10	26	8	6	16	5	нет	1,06	1,06
334		3·2·2(1+2)	АП-8	22	6	4	12	3	1	1,06	1,06
335		2·2·2·2(1+2)	АП-10	22	7	5	16	4	1	1,06	1,12
336		3(i_n° +3+3·2·2)*	БІ-3	32	7	6	3	2	нет	1,06	1,12
337		2·2(i_n° +2+3·3)*	БІ-10	32	8	6	4	3	нет	1,06	1,12
338		3·2(i_n° +3+2·2)	БІ-10	32	8	6	6	3	нет	1,12	1,12
339		2·2(i_n° +3+2·2·2)	БІ-11	32	8	7	4	3	нет	1,06	1,12
340		2·2·2(i_n° +2+3)	БІ-13	32	9	6	8	4	нет	1,12	1,12
341		3(1+3+3·2·2)	БП-3	30	7	5	3	1	1	1,12	1,12
342		2·2(1+2+3·3)	БП-10	26	6	5	4	2	1	1,06	1,12
343		3·2(1+3·2)	БП-10	26	6	5	6	2	1	1,06	1,12
344		2·2(1+3+2·2·2)	БП-11	30	8	6	4	2	1	1,12	1,12
345		2·2·2(1+2+3)	БП-13	26	7	5	8	3	1	1,06	1,12
346		2(0+3·2+3·3·2)	БП-6	32	7	6	12	3	нет	1,12	1,12
347		3(0+2·2+3·2·2)	БП-6	30	7	6	12	3	нет	1,12	1,12
348		2(0+3·2·2+3·2·2)	БП-7	32	7	7	24	3	нет	1,12	1,12
349		3(0+2·2·2+2·2·2)	БП-7	30	7	7	24	3	нет	1,12	1,12
350		2(0+2·2·2+2·2·2·2)	БП-9	34	9	8	16	4	нет	1,12	1,12
351		2·2(0+3+3·3)	БП-11	28	6	5	12	3	нет	1,06	1,06
352		3·2(0+2+3·2)	БП-11	26	6	5	12	3	нет	1,12	1,12
353		2·2(0+3·2+3·2)*	БП-13	28	6	6	24	4	нет	1,06	1,12
354		3·2(0+2·2+2·2)*	БП-13	26	6	6	24	4	нет	1,06	1,12
355		2·2(0+2·2+2·2·2)	БП-14	30	8	7	16	4	нет	1,12	1,12
356		2·2·2(0+3+3)	БП-15	28	7	5	24	4	нет	1,12	1,12
357		3·2·2(0+2+2)	БП-15	26	7	5	24	4	нет	1,12	1,12
358		2·2·2(0+2+2·2)	БП-16	26	7	6	16	4	нет	1,12	1,12
359		2(i_n° +3+3·3·2)	ВІ-2	28	7	6	2	2	нет	1,12	1,12
360		3(i_n° +3+3·2·2)	ВІ-2	28	7	6	3	2	нет	1,12	1,12
361		2(1+3+3·3·2)	ВП-2	22	5	4	2	1	2	1,12	1,12
362		3(1+3+3·2·2)	ВП-2	22	5	4	3	1	2	1,12	1,12
363		2·2·2·3·2	обыч- ная структ.	22	6	5	не т	нет	нет	1,06	1,06

Таблица 4

Типовые схемы сложенных структур

№	Z	Структурная формула привода	Вид структуры	Основные показатели привода							
				КШ	КВ	КБ	Z _{кц}	П _{кц}	КМ	Φ_{max}	Φ'_{max}
1	50	$2(i_n^\circ + 3 \cdot 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	БИ-8	34	7	7	2	2		1,06	1,12
2		$2(i_n^\circ + 3 \cdot 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-8	36	9	7	2	1	1	1,12	1,12
3		$2(0 + 3 \cdot 3 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-7	32	7	7	18	3	нет	1,12	1,12
4	51	$3(i_n^\circ + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	БИ-6	32	7	7	3	2	нет	1,06	1,12
5		$3(i_n^\circ + 2 \cdot 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БИ-8	32	7	7	3	2		1,06	1,12
6		$3(i_n^\circ + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-6	30	7	6	3	1	1	1,12	1,12
7		$3(1 + 2 \cdot 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-8	34	9	7	3	1	1	1,12	1,12
8		$3(0 + 3 \cdot 3 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-6	32	7	6	27	3	нет	1,12	1,12
9	52	$2 \cdot 2(i_n^\circ + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	АИ-7	24	6	5	4	3	нет	1,06	1,06
10		$2(0 + 2 \cdot 2 \cdot 2 + 3 \cdot 3 \cdot 2)$	БП-8	32	7	7	16	4		1,12	1,12
11		$2 \cdot 2(0 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 3)$	БП-13	28	6	6	16	4		1,06	1,06
12	54	$3 \cdot 2(i_n^\circ + 2 + 2 \cdot 2)$	АИ-7	24	6	5	6	3		1,06	1,06
13		$3 \cdot 3 \cdot 2(i_n^\circ + 2)$	АИ-8	26	7	5	18	4		1,12	1,12
14		$3 \cdot 3 \cdot 2(2 + 1)$	АП-6	22	6	4	18	3	1	1,06	1,12
15		$3 \cdot 2(2 + 1 + 3 \cdot 2)$	БП-8	26	6	5	6	2	1	1,06	1,12
16	54	$3 \cdot 2(1 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2)$	БП-12	26	6	6	6	2	1	1,06	1,12
17		$3 \cdot 3(1 + 2 + 3)$	БП-13	26	7	4	9	1	1	1,06	1,12
18		$2(0 + 3 + 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-4	30	7	6	6	2	нет	1,06	1,06
19		$3(0 + 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-4	28	7	6	6	2		1,06	1,06
20		$3(0 + 3 \cdot 3 + 3 \cdot 3)$	БП-5	30	5	5	27	3		1,06	1,12
21		$2(0 + 3 \cdot 3 + 3 \cdot 3 \cdot 2)$	БП-6	34	7	6	18	3		1,12	1,12
22		$3(0 + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-6	32	7	6	18	3		1,12	1,12
23		$3 \cdot 2(0 + 3 + 3 \cdot 2)$	БП-11	28	6	5	18	3		1,06	1,12
24		$2(1 + 2 + 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2)$	ВП-3	26	7	5	-	2		1,06	1,06
25		$3 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2$	обычная структ.	22	5	4	нет	нет	нет	1,06	1,06
26	56	$2 \cdot 2 \cdot 2(i_n^\circ + 3 \cdot 2)$	АИ-9	26	7	6	8	4	нет	1,06	1,06
27		$2 \cdot 2 \cdot 2(1 + 3 \cdot 2)$	АП-9	22	6	5	8	3	1	06	1,06
28		$2(i_n^\circ + 3 \cdot 3 + 3 \cdot 3 \cdot 2)$	БИ-6	36	7	7	2	2	нет	1,06	1,12
29		$2 \cdot 2 \cdot 2(1 + 3 + 3)$	БП-13	28	7	5	8	3	1	1,06	1,12
30		$2(0 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-7	30	7	7	8	3	нет	1,06	1,06
31		$3 \cdot 3(0 + 2 + 2 \cdot 2)$	БП-11	26	6	5	18	3		1,06	1,12
32		$2 \cdot 2(0 + 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-12	26	6	6	8	3		1,06	1,06
33		$2 \cdot 2(0 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-14	32	8	7	24	4		1,12	1,12
34		$2 \cdot 2 \cdot 2(0 + 3 + 2 \cdot 2)$	БП-16	28	7	6	24	4		1,06	1,12
35		$2(i_n^\circ + 3 \cdot 3 + 3 \cdot 3 \cdot 2)$	ВИ-4	28	7	5	2	2		1,12	1,12
36		$2(1 + 3 \cdot 3 + 3 \cdot 3 \cdot 2)$	ВП-4	22	5	4	2	1	2	1,06	1,12
37	57	$3(i_n^\circ + 3 \cdot 3 + 3 \cdot 3)$	БИ-5	36	7	6	3	2	нет	1,06	1,12
38		$3(i_n^\circ + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	БИ-6	34	7	7	3	2		1,06	1,12
39		$3(0 + 3 + 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БП-4	30	7	6	9	2		1,06	1,06
40		$3(i_n^\circ + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	ВИ-4	28	7	5	3	2		1,12	1,12
41	57	$3(1 + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	ВП-4	22	5	4	3	1	2	1,06	1,12
42	58	$2(0 + 2 + 3 \cdot 3 \cdot 3)$	БП-3	26	5	5	4	2	нет	1,06	1,06

43		$2(i_n^\circ + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2)$	ВІ-5	28	7	6	2	2		1,06	1,06
44		$2(1 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2)$	ВІІ-5	22	5	5	2	1	2	1,06	1,06
45	60	$3 \cdot 2(i_n^\circ + 3 \cdot 3)$	АІ-6	26	6	5	6	3	нет	1,06	1,06
46		$3 \cdot 2 \cdot 2(i_n^\circ + 2 \cdot 2)$	АІ-9	24	7	6	12	1		1,06	1,06
47		$3 \cdot 2 \cdot 2(1 + 2 \cdot 2)$	АІІ-9	22	5	5	12	3	1	1,06	1,06
48		$3 \cdot 2 \cdot 2(i_n^\circ + 2 + 2)$	БІ-13	32	9	6	12	4	нет	1,06	1,12
49		$3 \cdot 2 \cdot 2(1 + 2 + 2)$	БІІ-13	26	7	5	12	3	1	1,06	1,12
50		$2(0 + 2 + 3 \cdot 3 \cdot 3)$	БІІІ-3	26	5	5	4	2	нет	1,06	1,06
51		$3(0 + 2 + 3 \cdot 3 \cdot 2)$	БІІІ-3	26	5	5	6	2		1,06	1,06
52		$3(0 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БІІІ-7	30	7	7	12	3		1,06	1,06
53		$3(0 + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БІІІ-7	32	7	7	12	3		1,06	1,06
54		$2(0 + 3 \cdot 2 \cdot 2 + 3 \cdot 3 \cdot 2)$	БІІІ-8	34	7	7	24	4	нет	1,06	1,12
55		$3(0 + 2 \cdot 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	БІІІ-8	32	7	7	24	4		1,06	1,12
56		$2 \cdot 2(0 + 3 + 3 \cdot 2 \cdot 2)$	БІІІ-12	28	6	6	12	3		1,06	1,06
57		$3 \cdot 2(0 + 2 + 2 \cdot 2 \cdot 2)$	БІІІ-12	26	6	6	12	3		1,06	1,06
58		$2 \cdot 2(0 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 3)$	БІІІ-13	28	6	6	16	4		1,06	1,06
59		$3 \cdot 2(0 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2)$	БІІІ-13	28	6	6	24	4		1,06	1,12
60		$3 \cdot 2 \cdot 2(0 + 2 + 3)$	БІІІ-15	28	7	5	24	4		1,06	1,06
61		$3 \cdot 2(i_n^\circ + 3 + 3 \cdot 2)$	ВІ-6	26	8	6	6	3		1,12	1,12
62		$3 \cdot 2(1 + 3 + 3 \cdot 2)$	ВІІ-6	24	6	4	6	2	2	1,06	1,12
63		$2 \cdot 2(1 + 2 + 2 \cdot 3 \cdot 2)$	ВІІ-7	24	6	5	4	2	2	1,06	1,06

Требования к отчету

Отчет выполняется на отдельных листах формата А4 (ГОСТ 2.105–95).

В отчет должны быть приведены исходные данные для расчета, выбранная структура привода, структурная формула с соответствующими характеристиками групп передач, кинематическая схема привода, соответствующая данной структуре, структурная сетка и график чисел оборотов, передаточные отношения передач и соответствующие им числа зубьев передач, окончательная кинематическая схема привода.

5. Контрольные вопросы

1. Как проводится выбор структуры привода исходя из заданных значений φ и z ?
2. Как проводится определение характеристик групп передач в структуре привода?
3. Порядок построения структурной сетки и график чисел оборотов.
4. Порядок определения числа зубьев колес по значениям передаточных отношений передач привода.

6. Самостоятельная работа

1. Подготовить отчет по лабораторной работе (1,0 ч);
2. Подготовить ответы на контрольные вопросы и подготовиться к защите работы используя литературу [1, 2, 3].

7. Список рекомендуемой литературы

1. Рябов С. А. Множительные и сложенные структуры приводов главного движения и подачи металлорежущих станков: электронное учебное пособие [Электронный ресурс] для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / С. А. Рябов, А. С. Глинка; КузГТУ. – Кемерово, 2017.
2. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов. – Минск: Выш. шк., 1991. – 382 с.: ил.
3. Тарзиманов Г. А. Проектирование металлорежущих станков. – Москва: Машиностроение, 1980. – 288 с.: им.