

ГОУ ВПО «Воронежский государственный
технический университет»

В.В. Трофимов В.Т. Трофимов Ю.В. Трофимов

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ

Утверждено редакционно-издательским советом
университета в качестве учебного пособия

Воронеж 2008

УДК 621.061.5.002.5

Трофимов В. В. Металлорежущие станки: учеб. пособие / В.В. Трофимов, В.Т. Трофимов, Ю.В. Трофимов. Воронеж: ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2008. 115 с.

В пособии рассматриваются вопросы проектирования кинематики металлорежущих станков, типовые механизмы для ступенчатого изменения чисел оборотов, кинематический расчет коробок передач. Приведены задачи и примеры построения структурных сеток и графиков частот вращения, примеры выбора оптимальных вариантов кинематики станков. Даны примеры кинематических расчетов коробок скоростей и подач.

Издание соответствует требованиям Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению 151000 «Конструкторско-техническое обеспечение автоматизированных машиностроительных производств», специальностям 151001 «Технология машиностроения», 151002 «Металлообрабатывающие станки и комплексы», дисциплине «Оборудование машиностроительного производства» Пособие может быть использовано при проектировании и расчете металлорежущих станков.

Предназначено для студентов всех форм обучения

Табл 1 Ил. 33. Библиогр.: 11 назв.

Рецензенты: кафедра технических дисциплин и технологий Воронежского государственного педагогического университета; главный инженер ОАО (зав. кафедрой И.А. Чуриков)

© Трофимов В.В., Трофимов В.Т.,
Трофимов Ю.В., 2008

© Оформление. Воронежский
государственный технический
университет, 2008

ВВЕДЕНИЕ

Любое промышленное производство базируется на индустриальном выпуске товаров с определенной системой внутренней и внешней реализации. Начало мировой индустриализации - «индустриальная революция» относится к рубежу 18-19 веков, и одну из главных ролей в этом процессе сыграли исследования Томаса Ньюкоммена (1711 г.) по механизации главного привода производственных станков посредством паровой машины Джеймса Уатта. Первые образцы токарных, токарно-винторезных и токарно-копировальных станков были предложены Андреем Константиновичем Нартовым в 1720-1750 гг. Ему также принадлежит идея механизма для изменения частоты вращения валов - гитары сменных зубчатых колес. Однако первый промышленный металлорежущий станок (МРС) был создан Джоном Уилкинсоном в 1774 году - это был вертикально - сверлильный станок. Повышение производительности и точности, по словам современников, было столь очевидным, что уже в 1794 году Генри Модели был внедрен первый промышленный токарный станок, а в 1797 году токарно-винторезный станок. В 1876 году паровой двигатель был заменен двигателем внутреннего сгорания, а с 1889 года основным источником движения в станках становятся электродвигатели. Появление в 1900 году на Всемирной выставке в Париже изобретения Фредерика Тейлора - быстрорежущей стали, определило основной на то время критерий индустриализации - уровень развития и производства МРС. Наиболее быстрыми темпами развивались токарные станки. В период с начала до середины 20 века они получили закрытую несущую систему, которая обладала высокой жесткостью и оказала значительное влияние на конструкции станков других групп. Конкурентное развитие промышленности требовало постоянного повышения производительности, а практически совпавшие события наступления аэрокосмической эры и провозглашение социального общества как общества потребления - и

гибкости производства. Это привело к созданию производительных систем на основе автоматизированного оборудования (АО).

Автоматизированное оборудование машиностроительного производства, в частности металлорежущих станков с числовым программным управлением (ЧПУ), относится к известнейшим средствам производства металлообрабатывающей промышленности. В развитых индустриальных государствах на станкостроительные отрасли приходится до 10% общего объема продукции машиностроения. Без развития конструкций МРС невозможно представить сегодняшний уровень развития промышленности и повышение жизненных стандартов общества.

Многогранность задач решаемых при помощи МРС, определяет конструктивные особенности последних и их уровень автоматизации. В зависимости от серийности и номенклатуры обрабатываемых деталей конструкция оборудования предполагает реализацию определенного уровня гибкости и предложение на рынок специальных, специализированных и универсальных МРС.

Постоянно возрастающие требования по мощности и точности АО требуют от конструктора создания машин с наиболее оптимальным сочетанием элементов МРС. Современный станкостроитель должен обладать широким кругозором и глубокими знаниями в таких областях, как станкостроительные материалы, взаимодействие физических сил и их влияние на узлы и детали МРС; кинематические, динамические, статические, силовые и точностные особенности конструкций АО и их анализ; методы исследования и улучшения элементов оборудования, автоматизированные системы управления.

Устойчивая тенденция последних десятилетий к автоматизации процессов производства определяет направления развития электронных систем управления и проектирования МРС. Влияние микропроцессорной техники на технические

решения организации автоматизированного производства столь велико, что вызывает необходимость пересмотра устоявшихся подходов к проектированию АО. Так современные системы управления производством включают подсистемы подготовки производства, материально-технического снабжения, непосредственной обработки на АО, транспортно-складских операций, контроля и связывают их в единый комплекс, что требует совместимости единиц технологического оборудования на всех этапах проектирования и производства как при массовом, так и при серийном выпуске изделий. Эффект от внедрения таких систем превзошел самые смелые ожидания машиностроителей - автоматизированные производства способны автономно функционировать в течение нескольких месяцев.

В предлагаемом Вам учебном пособии по направлению «Оборудование машиностроительного производства» в доступной форме излагаются наиболее проблемные для понимания разделы, связанные с выбором, анализом и проектированием АО. Особое внимание авторов уделено разработке интересного, но труднодоступного для студента - машиностроителя материала на основе малоизвестных отечественных и зарубежных источников.

В первой части пособия рассматриваются вопросы конструирования металлорежущего станка, начинающегося с разработки кинематической схемы, которая определяет конструкцию и качество работы будущей машины и потому должна быть продумана с наибольшей тщательностью.

Для универсальных станков общего назначения основными частями кинематической схемы являются многоскоростные коробки передач в цепях главного движения и подачи.

До последнего времени автоматические станки были специальными и режим их работы настраивался сменными зубчатыми колесами, заменяющими собой коробки скоростей и подачи. Настройка станка сменными зубчатыми колесами

требует много времени и поэтому допустима лишь в массовом и крупносерийном производствах, когда специальные станки длительно работают без переналадки. Однако тенденции развития машиностроительной промышленности определяют неуклонный рост удельного веса производства мелкосерийного типа, требующего частой переналадки станков. В этих условиях неизбежно расширение универсальности станков - автоматов. Универсальный автоматический станок должен сочетать в себе производительность автомата с гибкостью переналадки станка общего назначения. Такой автоматический станок также должен иметь многоскоростной, легко регулируемый привод рабочих движений, составляющий основную часть кинематической схемы.

С увеличением ассортимента конструкционных материалов, которые необходимо обрабатывать, и появлением новых режущих материалов расширяется диапазон регулирования станков по скорости и подаче / Одновременно повышаются требования к точности регулирования для обеспечения наиболее выгоднейших режимов обработки и наибольшей производительности. Пока еще нет экономически выгодных способов бесступенчатого регулирования для всех областей станкостроения, поэтому станки снабжают зубчатыми коробками передач, дающими ступенчатый геометрический ряд скоростей. Точность регулирования такой коробки скоростей тем больше, чем больше число скоростей.

Таким образом, современный металлорежущий станок должен иметь развитые коробки скоростей и подач с большим числом передаточных отношений и большим диапазоном регулирования. В каждой группе передач, т.е. в каждой совокупности всех передач между двумя валами, невыгодно принимать более трех или четырех передач, если группа не составлена сменными зубчатыми колесами.

Следовательно, каждая группа передач дает максимум три, реже четыре скорости; для получения большого числа скоростей обычная множительная коробка должна иметь мно-

говалковую схему с длинной кинематической цепью. Габариты такой коробки велики. Вследствие большого числа зацеплений и опор КПД станка низок, количество зубчатых колес в станке будет очень большим. Так, в коробке скоростей токарно - револьверного станка 1К36 заключено 19, а в коробках подач-35 зубчатых колес; всего в станке 79 зубчатых колес. В горизонтально-фрезерном станке 6М82 соответственно 17, 20 и 53 зубчатых колеса, в радиально-сверлильном станке 257-28, 16 и 55 зубчатых колес.

Как видно, количество зубчатых колес в станках достигает нескольких десятков, причем более двух третей из них заключены в коробках передач. Современный станок представляет собой как бы склад зубчатых колес, примерно половина которых в каждый данный момент не используется и вращается вхолостую. Например, если на станке 2М82 установить какую-либо скорость вращения шпинделя и подачу стола, то в коробке скоростей будут работать всего лишь 8 зубчатых колес из 17, а в коробке подач 10 из 20.

Диапазоны регулирования промежуточных валов многовальной коробки сравнительно велики. Динамика привода главного движения такова, что расчет валов, их опор и зубчатых колес приходится вести по расчетным крутящим моментам, определяемым одной из низших скоростей станка. При этом на всех более высоких скоростях элементы коробки передач будут недогружены, материал их недоиспользован и их размеры будут большими.

Таким образом, для многоскоростных коробок передач современных станков актуальны задачи дальнейшего увеличения диапазона и точности регулирования, уменьшения количества зубчатых колес и более полного их использования, увеличения КПД привода и обеспечения плавности хода на высоких скоростях, увеличение динамики привода и др. Удовлетворительное решение различных и частично противоречивых задач во многих случаях невозможно при обычной множительной кинематической структуре привода с последовательным со-

единением групп передач. В этом случае приходят на помощь сложные структуры, механизмы со связанными зубчатыми колесами и структуры с частичным совпадением или выпадением скоростей. В дальнейшем эти структуры будем называть особыми. Каждая из особых структур позволяет решать ту или иную задачу, а сочетание особых структур дает более совершенную кинематику и конструкцию привода станка.

Применением связанных зубчатых колес и сложных структур достигается уменьшение числа зубчатых колес, упрощение конструкции, уменьшение габаритов и металлоемкости коробки передач при неизменности числа передаточных отношений, диапазона и точности регулирования. Сложные структуры позволяют решить и обратную задачу: при неизменном числе зубчатых колес и валов увеличить число передаточных отношений коробки передач.

1. КИНЕМАТИКА МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Основоположителем кинематики станков является Г. М. Головин, который разработал теоретические основы анализа, расчета и настройки кинематических цепей станков. Им был создан курс «кинематики станков», в котором рассматриваются методы кинематического расчета, наладки и формообразования деталей резанием. Для осуществления процесса резания каждый станок имеет ряд рабочих органов, которым сообщаются движения, определяемые назначением станка и характером выполняемых на нем работ. Рабочие органы станков: шпиндель, суппорт, стол, инструментальная головка и др. Требуемое относительное перемещение может совершаться либо инструментом, либо заготовкой или чаще всего сочетанием движений обрабатываемой заготовки и инструмента. Движения на станках делятся на две категории: 1) основные (движения формообразования), к которым относятся главное движение, движение подачи и в некоторых группах станков

также движение деления, движение огибания, дополнительное вращение заготовки и 2) вспомогательные движения.

Под главным понимают движение, определяющее скорость резания. Иногда это движение называют движением резания. В станках главное движение бывает двух видов: вращательное и прямолинейное - и сообщается либо заготовке, либо инструментам. В большинстве станков движение является вращательным. Так, в станках токарной группы главное движение - это вращение обрабатываемой заготовки, а в станках фрезерных, сверлильных и шлифовальных - вращение инструментов.

В отдельных типах станков главное движение получается в результате относительного движения с различными скоростями детали и инструмента (например, в некоторых токарных автоматах при нарезании резьбы). В строгальных, долбежных, протяжных и некоторых зубообрабатывающих станках главное движение возвратно-поступательное.

Под движением подачи понимают то из движений, которое определяет один из размеров сечения срезаемого слоя (стружки). Оно может быть непрерывным (например, в токарных, фрезерных, сверлильных), так и прерывистым - периодическим (например, в строгальных станках). В некоторых станках имеется несколько движений подачи. Например, в круглошлифовальных станках имеется окружная подача (вращательное движение детали); продольная подача (продольное перемещение детали или круга). Кроме того, в конце продольного хода детали шлифовальному кругу сообщается поперечная подача.

Главное движение и движение подачи являются обязательными для всех групп станков, за исключением протяжных станков, в которых движение подачи отсутствует, а сечение срезаемого слоя определяется конструкцией протяжки.

Вспомогательными (установочными) движениями на станке называются те, которые не участвуют непосредственно в процессе резания и служат для транспортирования, зажима

заготовки или инструмента, подвода и отвода рабочих органов, установки частоты вращения, подачи и т. п.

1.1. Кинематическая схема станка модели 1К62

Кинематическая схема станка представлена на рис. 1.1. Структура токарно-винтового станка модели 1К62 состоит из двух частных структур - структуры токарного и структуры винторезного станка. По последней структуре, более сложной, оценивается структурный класс всего станка.

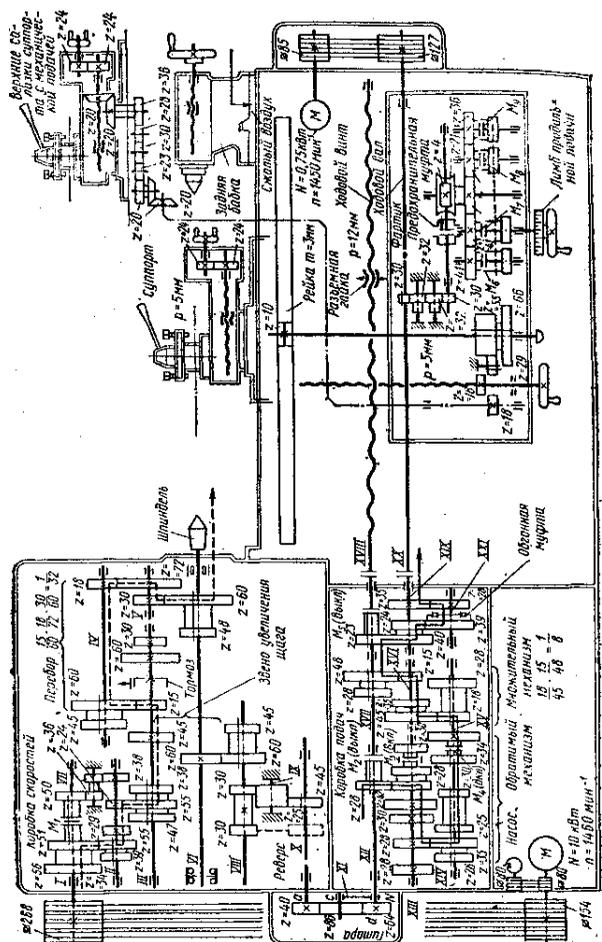
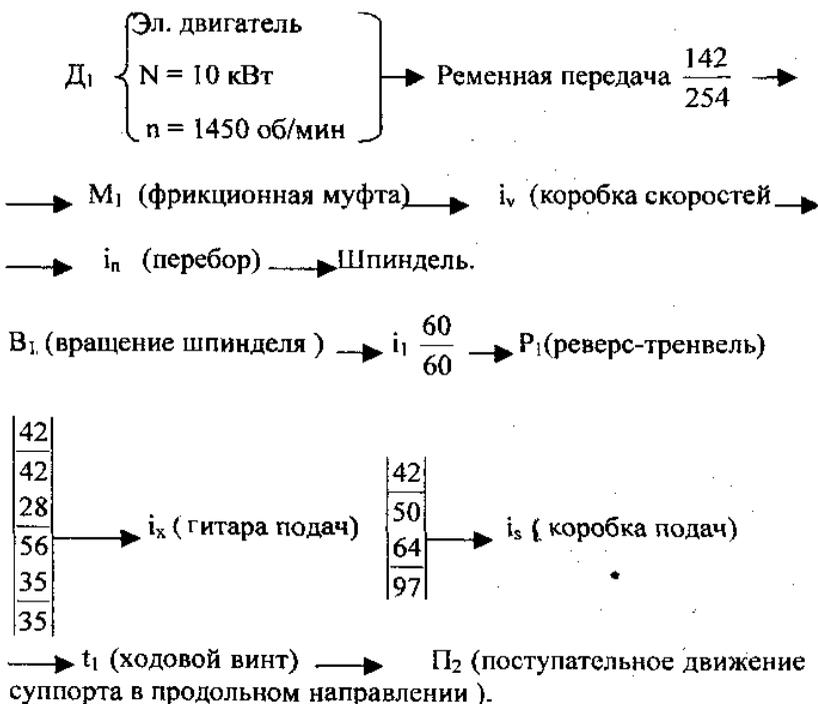


Рис. 1.1. Кинематическая схема токарно-винторезного станка 1К62

Структура винторезного станка состоит из одной сложной кинематической группы движения скорости резания.



Движение скорости резания $\Phi_v (V_1 \Pi_2)$ - сложное, с незамкнутой траекторией, настраивается по всем пяти параметрам.

Настройка на траекторию (шаг резьбы) производится коробкой подач или гитарой i_x (при нестандартных шагах) и реверсом P_1 (на правую или левую резьбу);

скорость - коробкой скоростей i_v и перебором i_n ;

направление движения резания - фрикционной муфтой

M_i ;

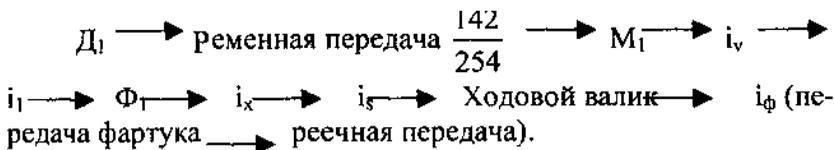
путь - по лимбу продольного перемещения суппорта;

исходное положение - по передвижному упору, расположенному на направляющей станины.

Структура токарного станка состоит из двух простых кинематических групп для создания движений формообразования:

движение скорости резания Φ_y (В0) и движения подачи Φ_5 (ГЬ). Эта структура относится к классу Э22.

Движение скорости резания - простое, с замкнутой траекторией, настраивается по двум параметрам: на скорость - коробкой скоростей i_v и на направление - фрикционной муфтой M_1 Кинематическая группа, создающая движение продольной подачи Φ_S (П2) - также простая.



Движение продольной подачи - простое, с незамкнутой траекторией, настраивается по четырем параметрам на:

- скорость - коробки подачи i_s ;
- направление - муфтами М6, М7;
- путь - по лимбу продольного перемещения салазок;
- исходное положение - по упору.

Для анализа движений различных органов станков применяют упрощенные, условные схемы механизмов, дающие наглядное представление о кинематике станков и в некоторой степени представление об их конструкции. Такие схемы называются кинематическими, и для их вычерчивания применяют условные обозначения, основные из которых приведены на рис.1. 2-1.10.

1.2. Условные обозначения для кинематических схем

На рис. 1.2 и 1.3 показаны наиболее употребительные в станкостроении условные обозначения для кинематических схем:

- 1 -общее обозначение двигателя без уточнения типа;
- 2-общее обозначение электродвигателя;
- 3-электродвигатель на лапах;
- 4-электродвигатель фланцевой;
- 5-электродвигатель встроенный;
- 6-вал, ось, стержень, шатун и т. п.;
- 7-конец шпинделя для центровых работ;
- 8-конец шпинделя для патронных работ;
- 9-конец шпинделя для работ с цанговым патроном;
- 10-конец шпинделя для сверлильных работ;
- 11-конец шпинделя для расточных работ с планшайбой;
- 12-конец шпинделя для фрезерных работ;
- 13-конец шпинделя для кругло-, плоско- и резьбошлифовальных работ;
- 14-ходовой винт для передачи движения;
- 15-неразъемная маточная гайка скольжения; -
- 16-неразъемная маточная гайка с шариками;
- 17-разъемная маточная гайка скольжения;
- 18-радиальный подшипник без уточнения типа;
- 19-радиально-упорный односторонний подшипник без уточнения типа;
- 20-радиально-упорный двусторонний подшипник без уточнения типа;
- 21-упорный односторонний подшипник без уточнения типа;
- 22-упорный двусторонний подшипник без уточнения типа;
- 23-радиальный подшипник скольжения;
- 24-радиально самоустанавливающий подшипник скольжения;
- 25-радиально-упорный односторонний подшипник скольжения;
- 26-радиально-упорный двусторонний подшипник скольжения;
- 27 и 28-упорные односторонние подшипники скольжения;

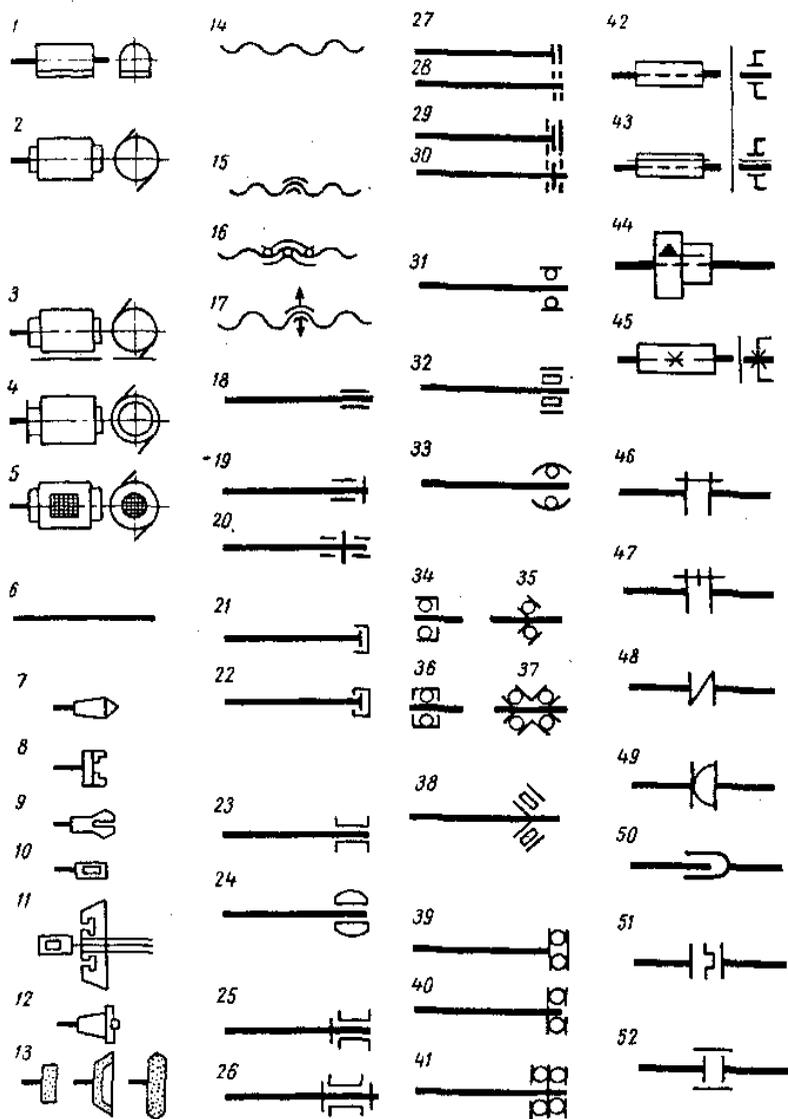
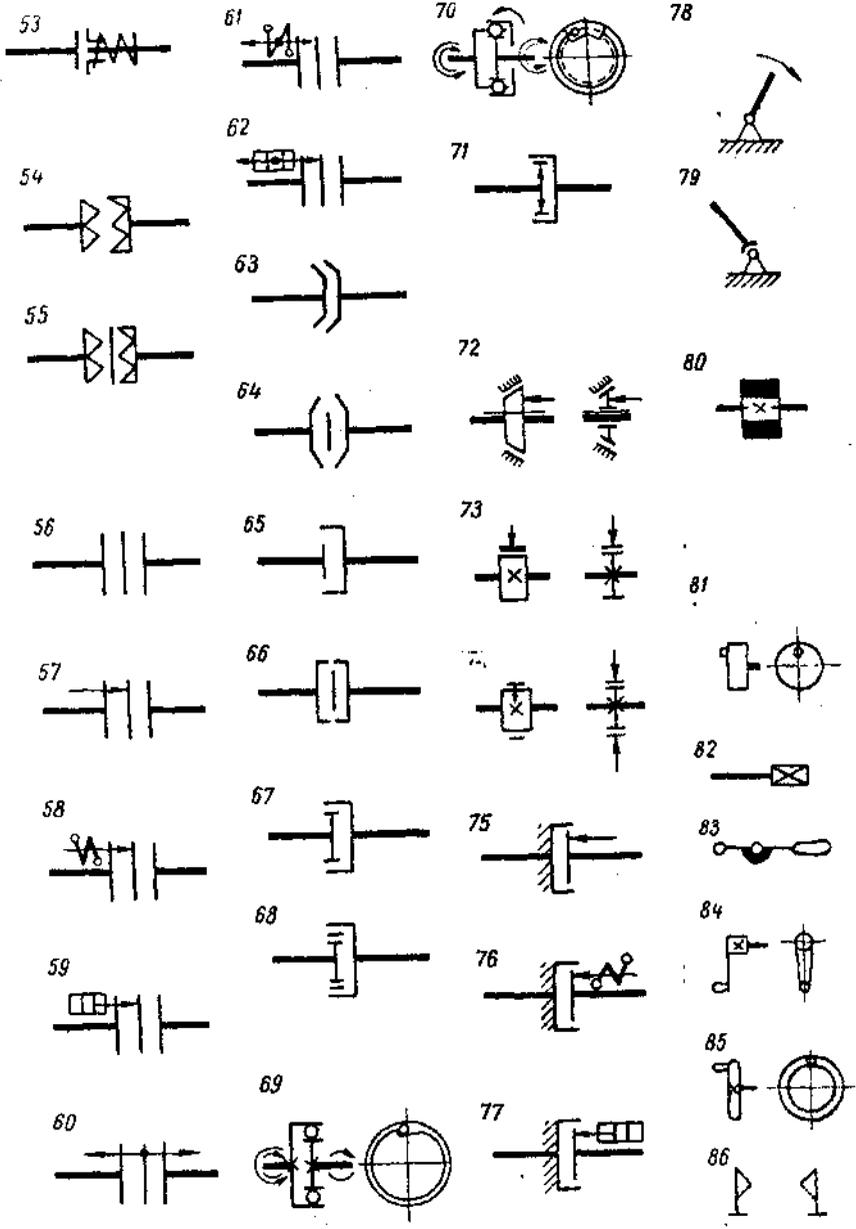


Рис. 1.2. Условные обозначения на кинематических схемах

- 29 и 30-упорные двухсторонние подшипники скольжения;
- 31-радиальный подшипник качения (общее обозначение);
- 32-радиальный роликовый подшипник;
- 33-радиальный самоустанавливающий подшипник качения;
- 34 и 35-радиально-упорные односторонние подшипники качения;
- 36 и 37-радиально-упорные двусторонние подшипники качения;
- 38-радиально-упорный роликовый односторонний подшипник;
- 39 и 40-упорные односторонние подшипники качения;
- 41-упорный двусторонний подшипник качения;
- 42-свободное для вращения соединение детали с валом;
- 43-подвижное вдоль оси соединение детали с валом;
- 44-соединение детали с валом посредством вытяжной шпонки;
- 45-глухое, неподвижное соединение детали с валом;
- 46-глухое жесткое соединение двух соосных валов;
- 47-глухое соединение валов с предохранением от перегрузки;
- 48-эластичное соединение двух соосных валов;
- 49-шарнирное соединение валов;
- 50-телескопическое соединение валов;
- 51-соединение двух валов посредством плавающей муфты;
- 52-соединение двух валов посредством зубчатой муфты;
- 53-соединение двух валов предохранительной муфтой;
- 54-кулачковая односторонняя муфта сцепления;
- 55-кулачковая-двусторонняя муфта сцепления;
- 56-фрикционная муфта сцепления (без уточнения вида и типа);
- 57-фрикционная односторонняя муфта (общее обозначение);
- 58-фрикционная односторонняя электромагнитная муфта;



- 59-фрикционная односторонняя гидравлическая или пневматическая муфта (общее обозначение);
- 60-фрикционная двусторонняя муфта (общее обозначение);
- 61-фрикционная двусторонняя электромагнитная муфта;
- 62-фрикционная двусторонняя гидравлическая или пневматическая муфта (общее обозначение);
- 63-фрикционная конусная односторонняя муфта;
- 64-фрикционная конусная двусторонняя муфта;
- 65-фрикционная дисковая односторонняя муфта;
- 66-фрикционная дисковая двусторонняя муфта;
- 67-фрикционная муфта с колодками;
- 68-фрикционная муфта с разжимным кольцом;
- 69-самовыключающая односторонняя муфта обгона;
- 70-самовыключающая двусторонняя муфта обгона;
- 71-самовыключающая центробежная муфта;
- 72-тормоз конусный;
- 73-тормоз колодочный;
- 74-тормоз ленточный;
- 75-тормоз дисковый;
- 76-тормоз дисковый электромагнитный;
- 77-тормоз дисковый гидравлический или пневматический
- 78-шарнирное соединение стержня с неподвижной опорой с движением только в плоскости чертежа;
- 79-соединение стержня с опорой шаровым шарниром;
- 80-маховик, жестко установленный на валу;
- 81 -эксцентрик, установленный на конце вала;
- 82-конец вала под съемную рукоятку;
- 83-рычаг переключения;
- 84-рукоятка закрепления на конце вала;
- 85-маховичок, закрепленный на конце вала;
- 86-передвижные упоры;
- 87а и 87в-шарнирное соединение кривошипа постоянного радиуса с шатуном;

- 87б и 87г-шарнирное соединение кривошипа переменного с шатуном;
- 88а-шарнирное соединение одноколейного вала с шатуном;
- 88б-шарнирное соединение многоколенного вала с шатуном;
- 88в-коленвал с жестким противовесом;
- 88г-коленвал с маятниковым противовесом;
- 89а-кривошипно-кулисный механизм с поступательно движущейся кулисой;
- 89б-кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой;
- 89в-кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой;
- 90-односторонний храповой зубчатый механизм с наружным зацеплением;
- 91 -двусторонний храповой зубчатый механизм с наружным зацеплением;
- 92-односторонний храповой зубчатый механизм с внутренним зацеплением;
- 93-мальтийский механизм с радиальным расположением пазов с наружным зацеплением;
- 94-мальтийский механизм с радиальным расположением пазов с внутренним зацеплением;
- 95-фрикционная передача с цилиндрическими роликами наружного зацепления (контакта);
- 96-фрикционная передача с цилиндрическими роликами внутреннего зацепления (контакта);
- 97-фрикционная передача с коническими роликами наружного зацепления;
- 98-регулируемая фрикционная передача с коническими роликами внутреннего зацепления;
- 99-регулируемая фрикционная передача с коническими шкивами и промежуточным кольцом;
- 100-регулируемая фрикционная передача с подвижными коническими шкивами и клиновым ремнем;

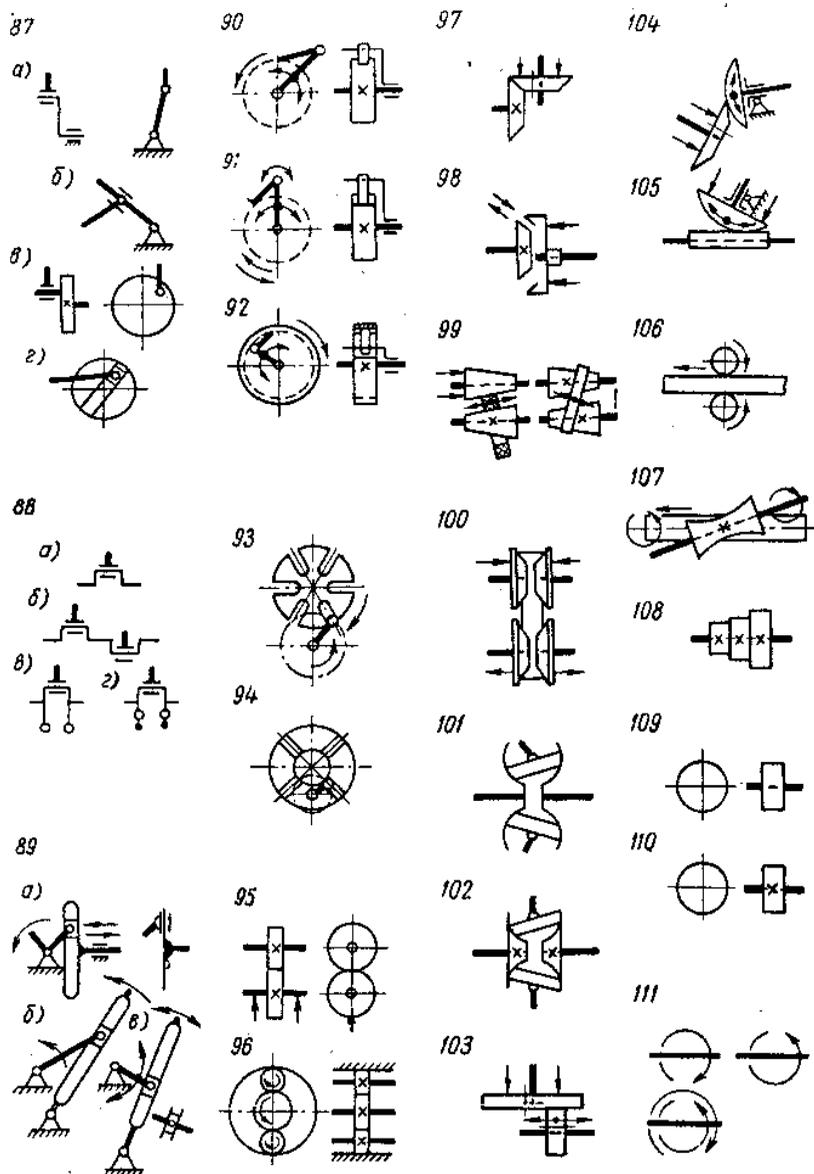
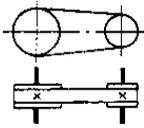


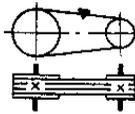
Рис. 1.3. Условное обозначение на кинематических схемах

- 101 -регулируемая фрикционная передача с тороидными шкивами и поворотными сферическими роликами;
- 102-регулируемая фрикционная передача с полутороидными шкивами (типа Светозарова);
- 103-регулируемая торцовая фрикционная передача;
- 104-регулируемая фрикционная передача со сферическими и коническими роликами;
- 105-регулируемая фрикционная передача со сферическими и цилиндрическими роликами;
- 106-фрикционная передача с цилиндрическими роликами;
- 107-фрикционная передача с гиперболоидными роликами;
- 108-шкив ступенчатый, закрепленный на валу;
- 109-шкив холостой на валу;
- 110-шкив рабочий, закрепленный на валу;
- 111-указатели вращения вала соответственно: по часовой стрелке, против часовой стрелки и в обе стороны;
- 112-открытая передача плоским ремнем;
- 113-открытая передача плоским ремнем с натяжным роликом;
- 114-перекрестная передача плоским ремнем;
- 115-полуперекрестная передача плоским ремнем;
- 116-угловая передача плоским ремнем;
- 117-отводка ремня плоскоременной передачи;
- 118-передача клиновидными (текстурными) ремнями;
- 119-передача круглым ремнем или шнуром;
- 120-общее обозначение цепной передачи без уточнения типа;
- 121-роликовая цепная передача;
- 122-бесшумная (зубчатая) цепная передача;
- 123-цилиндрическая зубчатая передача с внешним зацеплением (общее обозначение);
- 124-цилиндрическая зубчатая передача с внешним зацеплением между параллельными валами, соответственно с косыми, прямыми и шевронными зубьями;

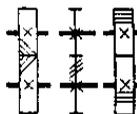
112



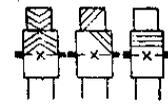
118



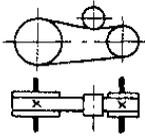
124



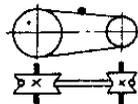
128



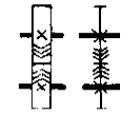
113



119



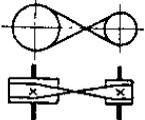
125



129



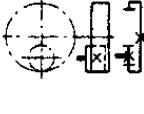
114



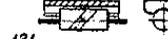
120



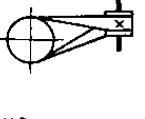
126



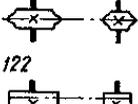
130



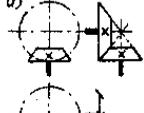
115



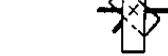
121



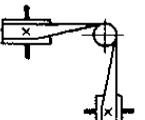
127



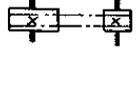
131



116



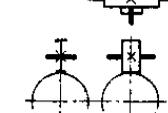
122



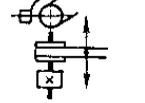
132



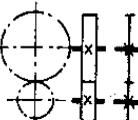
133



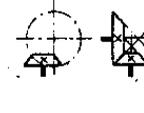
117



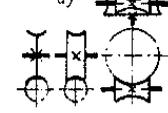
123



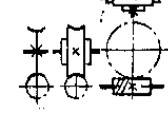
128



133 a)



133 b)



125-цилиндрическая зубчатая передача с внутренним зацеплением между параллельными валами (общее обозначение);
126а-коническая зубчатая передача между пересекающимися валами (общее обозначение без уточнения типа);
126б-коническая зубчатая передача соответственно с прямыми, спиральными и круговыми зубьями;
127-коническая гипоидная зубчатая передача;
128-зубчатая реечная передача соответственно с шевронными, косыми и прямыми зубьями;
129-общее обозначение зубчатой реечной передачи;
130-реечная передача с червячной рейкой и червяком;
131 -реечная передача с зубчатой рейкой и червяком;
132-винтовая зубчатая передача соответственно под прямым или острым углом;
133а-червячная глобоидная передача;
133б-червячная передача с цилиндрическим червяком.

1.3. Условные обозначения для гидравлических схем

На чертежах гидравлических схем нормализованная аппаратура и рабочие органы изображаются условными обозначениями, магистрали - линиями. Специальные аппараты изображаются полуконструктивно.

На рис. 1.4. приведены основные условные обозначения.

- 1 - общее обозначение нерегулируемого насоса без указания вида и типа;
- 2 - общее обозначение регулируемого насоса без указания вида и типа;
- 3 - насос лопастной (роторно-пластинчатый) двойного действия нерегулируемый типов Г12-2, 714-2;
- 4 - насосы лопастные (роторно-пластинчатые) сдвоенные с различной производительностью;
- 5 - насос шестеренный нерегулируемый типа Г11 -1;
- 6 - насос радиально-поршневой нерегулируемый;
- 7 - насос радиально-поршневой регулируемый типов

- НПР, НПМ, НПЧМ, НПД и НПС;
- 8 - насос и гидродвигатель аксиально-поршневые (с наклонной шайбой) нерегулируемые;
- 9 - насос и гидродвигатель аксидно-поршневые (с наклонной шайбой) регулируемые типов 11Д и ПР;
- 10 - общее обозначение нерегулируемого гидродвигателя без указания типа;
- 11 - общее обозначение регулируемого гидродвигателя без указания типа;
- 12- гидроцилиндр плунжерный;
- 13- гидроцилиндр телескопический;
- 14- гидроцилиндр одностороннего действия;
- 15- гидроцилиндр двустороннего действия;
- 16- гидроцилиндр с двусторонним штоком;
- 17- гидроцилиндр с дифференциальным штоком
- 18- гидроцилиндр одностороннего действия с возвратом поршня со штоком пружины;
- 19- серводвигатель (моментный гидроцилиндр);
- 20- аппарат (основной двигатель);
- 21- золотник типов Г23-2, ВГ73-5 с управлением от электромагнита;
- 22- золотник с ручным управлением типа Г74-1;
- 23- золотник с управлением от кулачка типа Г74-2;
- 24- клапан обратного типа Г51-2;
- 25 - напорный золотник типа Г54-1;
- 26 - напорный золотник типа Г66-2 с обратным клапаном;
- 27 - двухходовой золотник типа Г74-3 с обратным клапаном;
- 28 - клапан предохранительный типа Г52-1 с переливным золотником;
- 29 - клапан редукционный типа Г57-1 с регулятором;
- 30 - кран четырехходовой типа Г71-21;

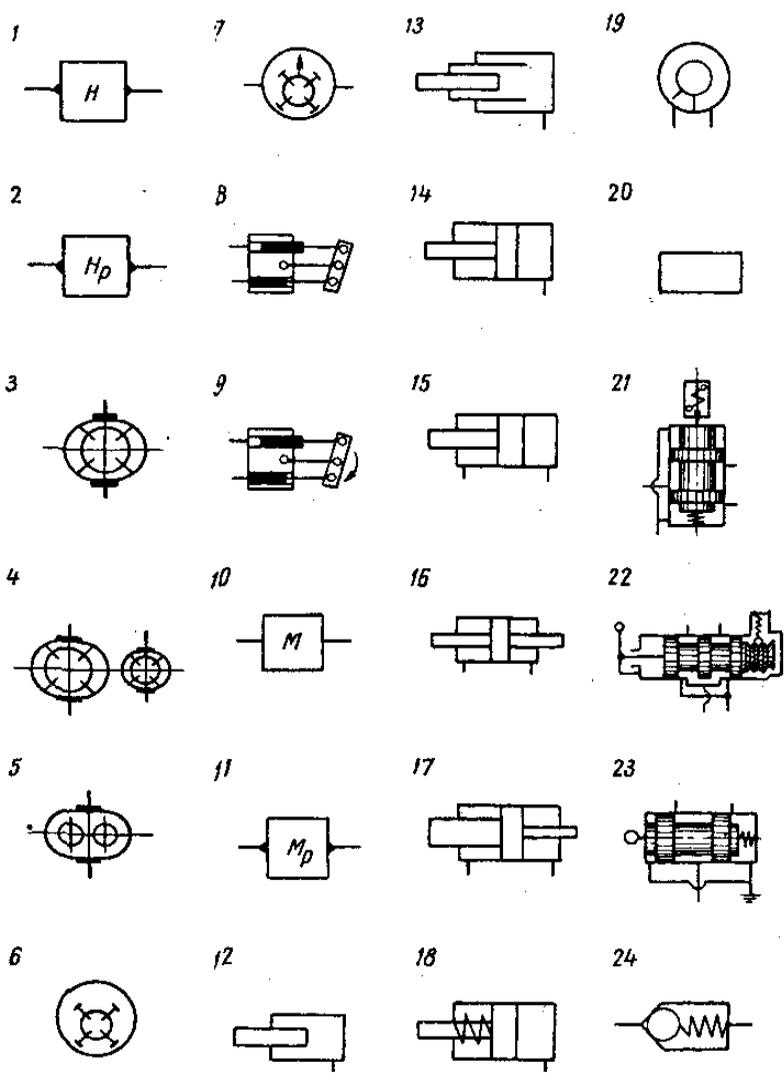
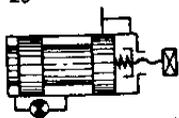
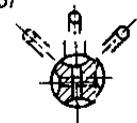


Рис. 1.4. Условные обозначения на гидравлических схемах

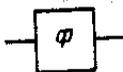
25



31



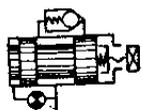
37



43



26



32



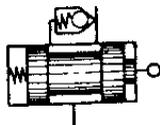
38



44



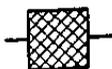
27



33



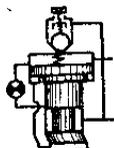
39



45



28



34



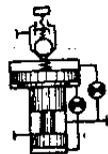
40



46



29



35



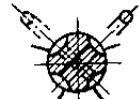
41



47



30



36



42



48



- 31 - кран четырехходовой трехпозиционный типа 2Г71-21;
- 32 - кран трехходовой (трехканальный);
- 33 - кран двухходовой (проходной);
- 34 - демпфер (нерегулируемое сопротивление);
- 35 - дроссель (нерегулируемое сопротивление) типа Г77-1, Г77-3;
- 36 - дроссель с регулятором типов Г55-2, Г55-3;
- 37 - общее обозначение фильтра;
- 38 - фильтр пластинчатый;
- 39 - фильтр сетчатый;
- 40 - реле давления;
- 41 - гидроаккумулятор пневматический;
- 42 — манометр;
- 43- соединение труб;
- 44- пересечение труб без соединения;
- 45- заглушка в трубопроводе;
- 46- резервуар (бак);
- 47- слив;
- 48- дренаж.

Способ изображения магистралей в гидросистемах станков нестандартизирован. Наиболее удобным представляется следующий способ, принятый многими организациями и применяемый в технической литературе:

- 1) магистраль, соединяющие различные аппараты, - толстыми сплошными линиями;
- 2) магистраль, выполненные внутри аппаратов, - тонкими сплошными линиями;
- 3) дренажные магистраль - тонкими штриховыми линиями.

Условные обозначения аппаратов вычерчиваются контурными сплошными линиями нормальной толщины. Места соединения магистралей обозначаются чертой и точкой (поз. 43, рис.1. 4); пересечения без соединений следует выделять знаком обвода (поз. 44, рис.1. 4).

1.4. Приводы и механизмы для бесступенчатого изменения скорости вращения

Для достижения максимальной производительности станка и удобства его обслуживания в станкостроении находят применение различного вида приводы и механизмы для бесступенчатого изменения скорости (рис. 1.5). Последние бывают механического (вариаторы), электрического и гидравлического типов.

Вариатор с раздвижными конусами. Этот тип вариатора (поз. 1) выполняется с различным видом связи С. В качестве связи С применяются стандартные или специальные клиновые ремни, специальная цепь или стальное кольцо трапециевидного сечения. Плавное изменение скорости выходного шкива Ш в диапазоне 4-8 достигается путем одновременного раздвигания одной и сближения другой пары конусов. При этом изменяются диаметры рабочей части ведущих Ш_{к1} и ведомых Ш_{к2} конусов.

Сдвоенный торцовый вариатор. В приводах вспомогательных движений применяются одинарные или сдвоенные (поз. 2) торцовые вариаторы. Движение от вала I через диск Д₁ подвижной ролик Р_к и диск Д₂ передается валу III. Бесступенчатое изменение скорости вращения вала III в диапазоне 20-25 и выше достигается за счет перемещения ролика Р_к вдоль вала II.

Тороидный вариатор. Этот вариатор (поз. 3) имеет следующий принцип работы. На валу свободно насажены тороидные шкивы - ведущий Ш_{т1} и ведомый Ш_{т2}, связанные между собой сферическими дисками Д_с. Последние свободно вращаются на поворотных цапках. При указанном на схеме положении сферических дисков вращение от ведущего тороидного шкива на ведомый передается с большего диаметра Д_{max} меньшему диаметру Д_{min}. При повороте цапф со сферическими

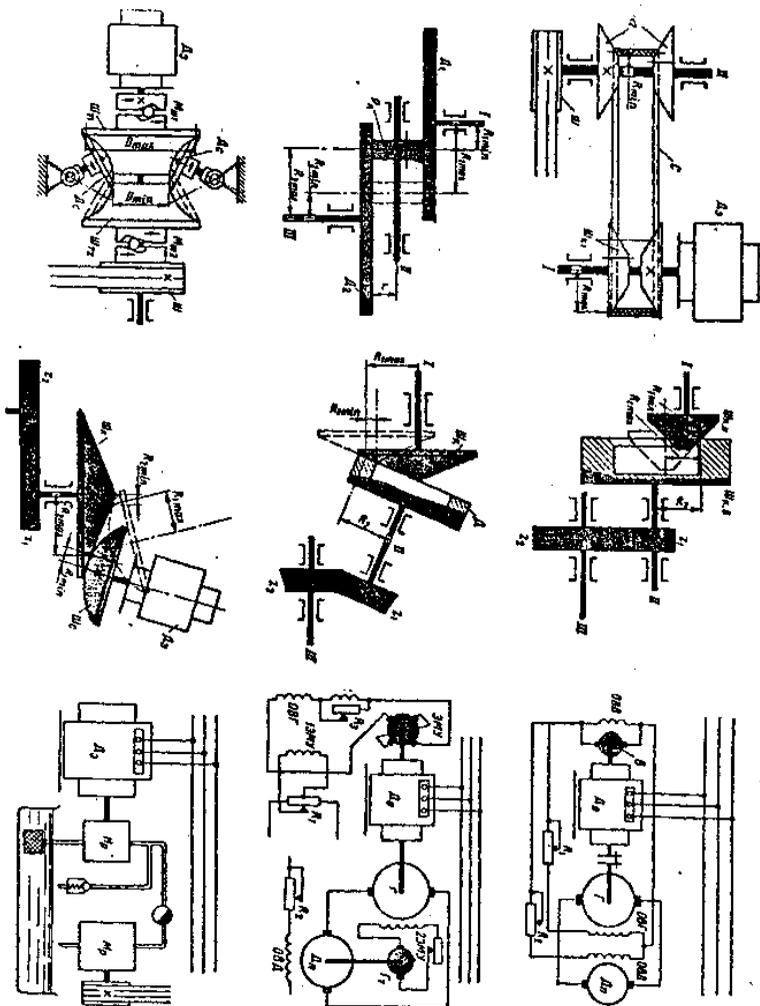


Рис. 1.5. Типовые приводы и механизмы для бесступенчатого изменения скоростей вращения.

дисками D_c в положение, указанное на схеме штрихами, вращение будет передаваться с меньшего диаметра ведущего шкива большему диаметру ведомого шкива. Бесступенчатое изменение скорости вращения шкива достигается поворотом цапр со сферическими дисками D_c .

Вариатор с наружным и внутренним коническими шкивами. Движение от вала I (поз. 4) через наружный конический шкив $\text{Ш}_{\text{кн}}$ и шкив $\text{Ш}_{\text{кв}}$ с внутренней конической поверхностью передается валу II и далее через передачу $z_1.z_2$ валу III. Вал I совместно со шкивом $\text{Ш}_{\text{кн}}$ может перемещаться вдоль образующей своего конуса, благодаря чему рабочий радиус шкива $\text{Ш}_{\text{кн}}$ меняется от $R_{1\text{min}}$ до $R_{2\text{max}}$. При этом передаточное отношение вариатора изменяется в диапазоне 3-4.

Торцоконический вариатор. В этом вариаторе (поз. 5) вал I с коническим шкивом Ш_k находится в постоянном контакте с торцовой поверхностью диска D, который передает вращение вала II и через коническую передачу $z_1 z_2$ ведомому валу III. Для бесступенчатого изменения скорости вращения вала III предусмотрена возможность перемещения вала I с коническим шкивом Ш_k вдоль его образующей, что позволяет изменять рабочий радиус конического шкива от $R_{1\text{min}}$ до $R_{2\text{max}}$.

Сфероконический вариатор. Отличительным признаком этого вариатора (поз. 16) является применение шкива Ш_c со сферической рабочей поверхностью, которая имеет контакт с конической поверхностью шкива Ш_k . При изменении наклона оси электродвигателя D_3 со сферическим шкивом Ш_c изменяются рабочие радиусы как сферического, так и конического шкивов, что обеспечивает более широкий диапазон изменения передаточного отношения вариатора в пределах 9-16.

Генератор - двигатель. Система генератор-двигатель (поз. 7) состоит из асинхронного электродвигателя D_a , генератора Г, возбудителя В и рабочего электродвигателя D_n постоянного тока. Возбудитель В представляет собой маломощный генератор с самовозбуждением, который предназначен для питания

обмотки возбуждения ОВГ генератора Г и обмотки возбуждения ОВД электродвигателя Д_п. Диапазон изменения скорости равен 10-16.

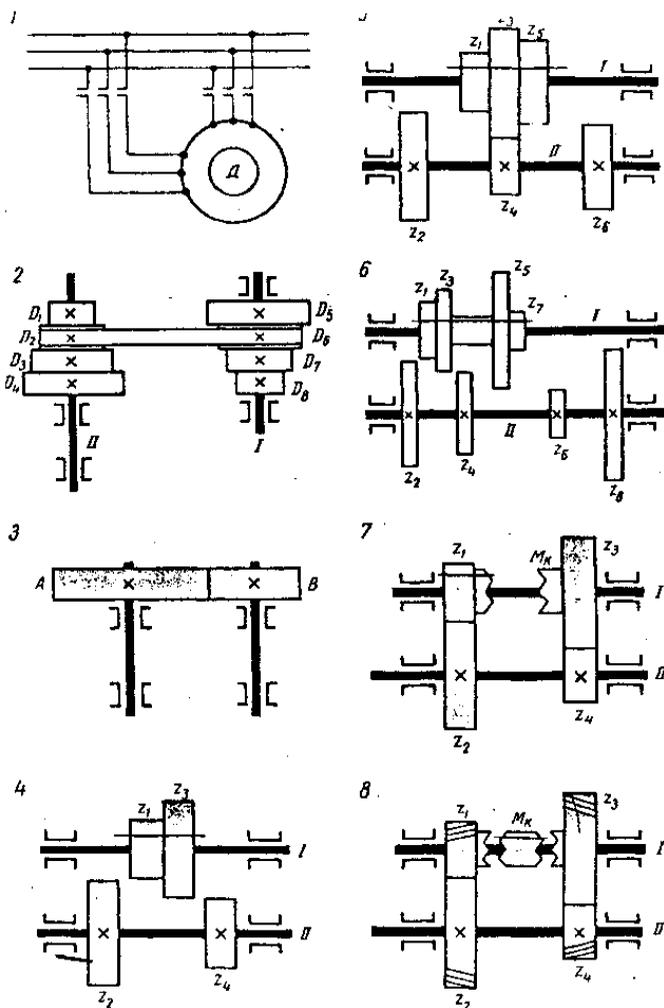


Рис. 1.6. Типовые механизмы для ступенчатого изменения скоростей вращения.

Электромашинный усилитель. В станкостроении нашли также широкое применение системы электромашинного управления. За счет изменения сопротивления R_1 (поз. 8) в обмотке 1ЭМУ можно менять величину и направление тока. На обмотку 2ЭМУ подается питание с тахогенератора Γ_T , установленного на валу электродвигателя D_{II} . Таким образом, в цепи создается напряжение, пропорциональное разности потока в обмотках возбуждения 1ЭМУ и 2ЭМУ. Это напряжение подается на обмотку возбуждения ОБГ генератора. ЭМУ обеспечивает возможность бесступенчатого изменения скорости движения рабочих органов станков в широком диапазоне (400-1000).

Гидравлические приводы. Асинхронный электродвигатель переменного тока D_3 (поз. 9) соединен с гидравлическим насосом H_p . Последний подает масло в гидравлический двигатель M_p , соединенный с рабочими органами станка. Бесступенчатое изменение скорости осуществляется за счет изменения количества масла как подаваемого насосом, так и потребляемого гидравлическим двигателем на каждый его оборот.

1.5. Механизмы для ступенчатого изменения скорости

В зависимости от назначения станка, требуемого диапазона регулирования, величины передаваемых нагрузок и других условий работы в приводах металлорежущих станков используются различные механизмы для ступенчатого изменения скорости (рис. 1.6).

Многоскоростные электродвигатели. В современных конструкциях металлорежущих станков довольно часто встречаются двух-, трех- и даже четырехскоростные асинхронные электродвигатели (поз. 1). Двухскоростные электродвигатели выпускают с числом оборотов 3000/1500 или 1500/750, трехскоростные - с числом оборотов 3000/1500/1000 и четырехскоростные - с числом оборотов 3000/1500/1000/750.

Ступенчатые шкивы (поз.2). Изменение скорости с помощью ступенчатых шкивов достигается перестановкой ремня с одной ступени на другую. Для того чтобы ремень без специального натяжного устройства мог передавать крутящий момент на любой из имеющихся скоростей, сумму диаметров сопряженных шкивов делают постоянной на всех степенях, т. е. $D_1+D_5-D_2+D_6=D_3+D_7=D_4+D_8$.

Парносменные колеса. В станках для массового и крупносерийного производства, а также в специализированных станках для изменения скорости движения используются парносменные колеса А и В (поз. 3). В зависимости от желаемого количества скоростей к станку прилагается комплект сменных колес, пользуясь которыми получают геометрический ряд чисел оборотов шпинделя. Количество возможных скоростей равно количеству сменных колес.

Шестеренные коробки скоростей. Коробки применяются как самостоятельные узлы в станках с разделенным приводом и как составная часть шпиндельной бабки или механизма подачи (встроенные коробки). Последние имеют большее применение в станках вследствие их компактности, меньшей стоимости и удобства передачи вращения рабочим органам станка.

Изменение скорости вращения ведомого вала шестеренных коробок достигается за счет включения в работу той или иной комбинации шестерен. В коробках скоростей применяются различные способы включения зубчатых колес в работу: передвижением блоков шестерен вдоль оси валов (поз. 4, 5, 6, 14 и 15), кулачковыми муфтами M_k (поз. 7 и 8), фрикционными муфтами M_f (поз. 9), накидыванием шестерни (поз. 13 и 16) или выдвигной шпонкой (поз. 12). Каждый из указанных способов переключения скоростей коробок обладает своими достоинствами и недостатками.

Коробки скоростей с кулачковыми и фрикционными муфтами позволяют использовать зубчатые колеса с косыми и шевронными зубьями, обеспечивающими при прочих равных

условиях большую прочность и долговечность, а также бесшумность в работе. Однако пониженный КПД делает их менее пригодным для быстроходных приводов. Коробки скоростей с накидными шестернями, выдвигной шпонкой и множительного типа в силу недостаточной их прочности и низкого КПД" применяются исключительно в механизмах подачи и вспомогательных движений.

Для изменения скорости движения резания и подачи почти всегда используют не один тип коробки, а определенную комбинацию из типовых механизмов, являющуюся для данного привода станка наиболее оптимальной. Так, например, для специализированных и операционных станков используются парносменные колеса в сочетании с двух- или трехскоростной коробкой. Коробки подач токарно-винторезных станков обычно состоят из механизма с конусом шестерен и множительного механизма. В коробках скоростей приводов движения резания обычно встречаются комбинации из механизмов с подвижными блоками шестерен, кулачковыми и фрикционными муфтами, переборными устройствами и т.д.

Принцип работы каждого из механизмов шестеренных коробок скоростей ясен из схемы.

Переборные устройства (поз. 10). В старых конструкциях станков ступенчатошквивные приводы обычно снабжались переборами, которые увеличивали количество скоростей и позволяли предавать шпинделю больший крутящий момент. В дальнейшем, в связи с применением шестеренных коробок скоростей переборные устройства прежней конструкции потеряли свое значение. Однако в настоящее время вследствие повышения быстроходности станков и использования так называемых разделенных приводов (когда коробка скоростей монтируется отдельно от шпиндельного узла) переборные устройства вновь находят свое применение. Перебор позволяет вдвое увеличить количество скоростей шпинделя и понизить его число оборотов до 16 раз (см. станки моделей 1А616, 6П80Г, 6Н81 и др.)

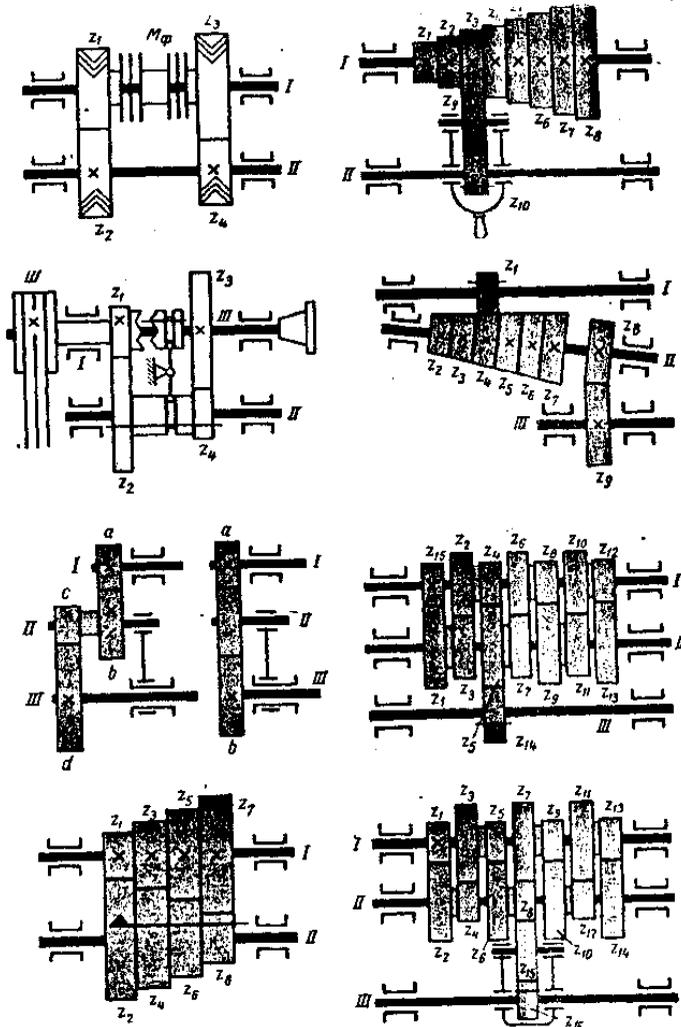


Рис. 1.6. Продолжение

Гитара сменных колес В тех случаях, когда необходимо обеспечить изменение скорости в широком диапазоне с боль-

шим количеством скоростей и при точном передаточном отношении, используют гитару сменных колес (поз. 11). Особенно широкое применение этот механизм нашел в приводах делительных цепей и обкатки, реже он встречается в приводах подачи.

Передаточное отношение для каждой настройки привода определяется соотношением зубьев сменных колес.

В станках, имеющим гитару, прилагаются приборы сменных колес. Наборы бывают пятковые, четные и универсальные. В пятковом наборе числа зубьев сменных колес от 20 до 100 чередуются через 5, в четном наборе - через 4 зуба.

Универсальный набор, разработанный ЭНИМСом, используется для ответственных делительных цепей.

1.6. Механизмы для реверсирования движения

Большинство рабочих органов в процессе их работы должны изменять направление своего движения. Для этой цели служат различные виды реверсивных механизмов (рис. 1.7).

Реверсирование электродвигателем. Если допускается реверсирование всей цепи привода, то изменение направления движения рабочего органа может быть осуществлено реверсированием вращения ротора электродвигателя. Для асинхронного электродвигателя трехфазного тока в этом случае достаточно изменять местами две фазы (поз. 1, а), а для реверсирования электродвигателя постоянного тока изменить полярность тока (поз. 1, б).

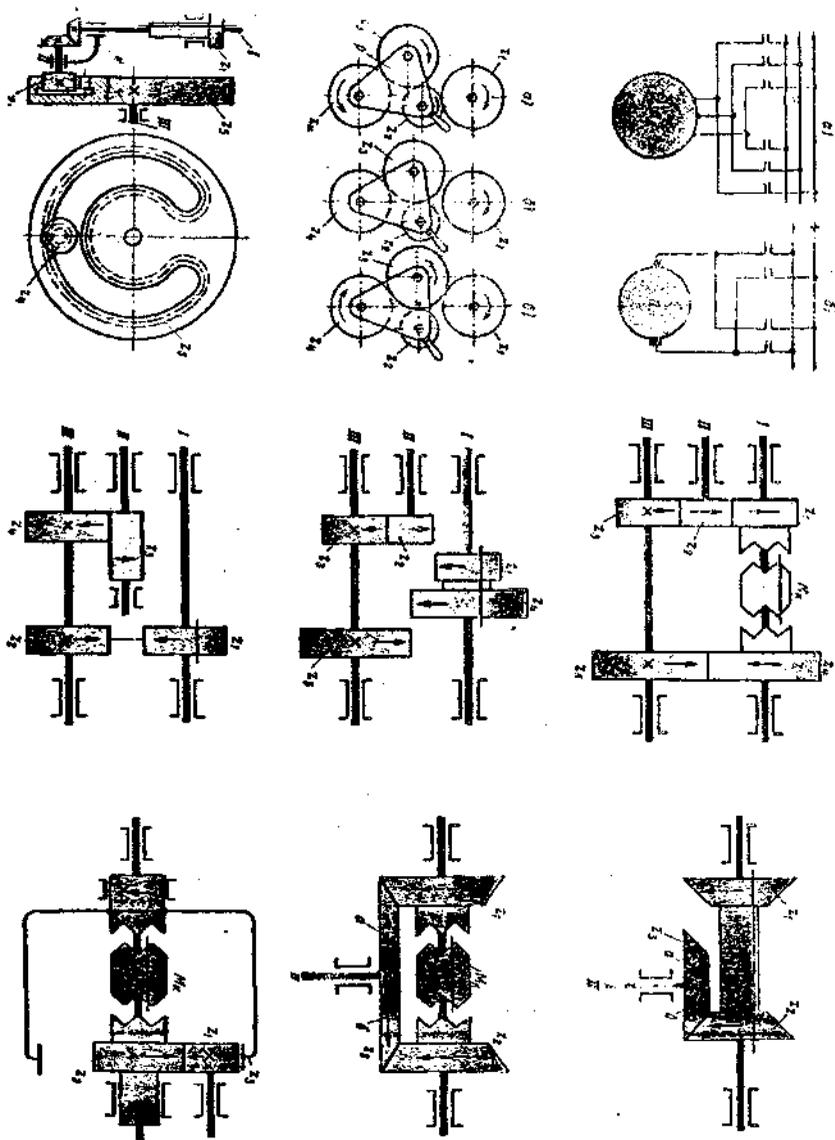


Рис. 1.7. Типовые механизмы для реверсирования движения

Реверс с двумя паразитными колесами. Этот реверс (поз. 2) представляет собой механизм, состоящий из четырехх

цилиндрических колес, смонтированных в подвижной рамке P_9 которая может находиться трех положениях. В первом положении (поз. 2, а) вращение от ведущего колеса z_1 к едущему колесу z_4 передается через паразитные колеса z_2 и z_3 и поэтому колесо z_4 вращается в направлении, противоположном направлению вращения колеса z_1 . Во втором положении (поз. 2, б) ведущее колесо z_1 не зацепляется ни с одним из паразитных колес и поэтому ведомое колесо z_4 не вращается. В положении (поз. 2, в) паразитное колесо z_3 непосредственно входит в зацепление с ведущим колесом z_1 , а колесо z_2 вращается вхолостую, не принимая участия в передаче движения. В этом случае ведущее и ведомое колесо вращаются в одну и ту же сторону.

Реверс с составным зубчатым колесом. В современных зубчатых станках для нарезания конических зубчатых колес с круговыми зубьями (модели 525, 528 и др.) реверсирование обкаткой люльки обеспечивается механизмом, имеющим составное зубчатое колесо z_5 (поз. 3). При вращении шестерни z_1 в одном направлении движение посредством вала I и конической передачи $z_2 - z_3$ передается приводному колесу z_4 , которое имеет постоянное вращение. При зацеплении колеса z_4 с сектором внутреннего зацепления составного колеса z_5 последнее получает вращение в одном направлении; далее при проходе колеса z_4 через зацепление с одним из соединяющих участков составного колеса происходит процесс реверсирования; при зацеплении колеса z_4 с сектором внешнего зацепления составного колеса последнее вращается в противоположную сторону. Для обеспечения возможности зацепления колеса z_4 со всеми участками составного зубчатого колеса z_5 вал II с кареткой K , несущей на себе коническую передачу $z_5 - z_3$ и колесо z_4 , может перемещаться в радиальном направлении.

Реверс с одним паразитным колесом. Этот механизм конструктивно выполняется в различных вариантах (поз. 4, 5 и 6). Однако принцип его работы остается неизменным. В одном случае вращение от ведущего вала I к ведомому III пере-

дается зубчатыми колесами через паразитную шестерню и тогда направления вращения обоих валов совпадают, или вращение передается непосредственно — без участия паразитного колеса и тогда направление вращения ведущего и ведомого валов будет различным.

Реверс с одним паразитным колесом и двусторонней кулачковой муфтой (поз. 4) характерен тем, что все цилиндрические зубчатые колеса могут быть выполнены как с прямыми, косыми, так и с шевронными зубьями. При включении кулачковой муфты M_k влево ведущий и ведомый валы имеют одинаковые направления вращения ω при включении муфты M_k вправо - разные.

Реверс с одним паразитным колесом и двойным подвижным блоком шестерен (поз. 5) может быть выполнен только с цилиндрическими колесами, имеющими прямые зубья. Во всем остальном он не отличается от предыдущего механизма.

Реверс с одним широким паразитным колесом (поз. 6) отличается от предыдущих механизмов тем, что имеет четыре колеса вместо пяти и что колеса z_1 , z_2 и z_4 имеют равные числа зубьев, чем обуславливается одинаковая скорость вращения ведомого вала III как в одну, так и в другую сторону. В этом механизме все колеса также должны иметь прямые зубья.

Конические реверсы. Если в кинематической цепи привода от двигателя до рабочего органа имеются конические передачи под прямым углом, то бывает целесообразным применение конических реверсов.

У конического реверса с подвижным блоком конических колес (поз. 7) вал I имеет постоянное направление вращения. Когда блок конических колес, связанный с валом I направляющей шпонкой, находится (как показано на схеме) в левом крайнем положении, в зацеплении участвуют колеса Z_2 - Z_3 . Н вал II вращается по стрелке б. При перемещении блока кони-

ческих колес зацепляются колеса z_1 - z_3 , и вал II начинает вращаться по стрелке а.

Конический реверс с двусторонней кулачковой муфтой M_k (поз. 8) работает по аналогичному принципу, только в этом механизме изменение направления вращения вала II достигается переключением муфты M_k .

Реверс с колесом внутреннего зацепления. Принципиальным отличием этого механизма (поз. 9) является применение зубчатого колеса z_3 с внутренним зацеплением. Вал I с колесом z_1 вращается в одном постоянном направлении, приводя в движение колеса z_1 и z_3 , которые при этом вращаются в разных направлениях. Перемещением двусторонней кулачковой муфты M_k вправо или влево можно сообщить валу II вращение в ту или иную сторону.

1.7. Механизмы прямолинейного поступательного движения

Для преобразования на последней ступени привода вращательного движения в поступательное в станкостроении используются различные типовые механизмы, показанные на рис. 1.8.

Винтовая передача. Наиболее распространенным механизмом для преобразования вращательного движения в поступательное являются винтовые передачи (поз. 1). При этом могут быть различные варианты преобразования движения:

- 1) винт вращается, а гайка совместно с рабочим органом P_0 движется поступательно - поз. 1, а (перемещение продольных салазок суппорта токарного станка при нарезании резьбы);

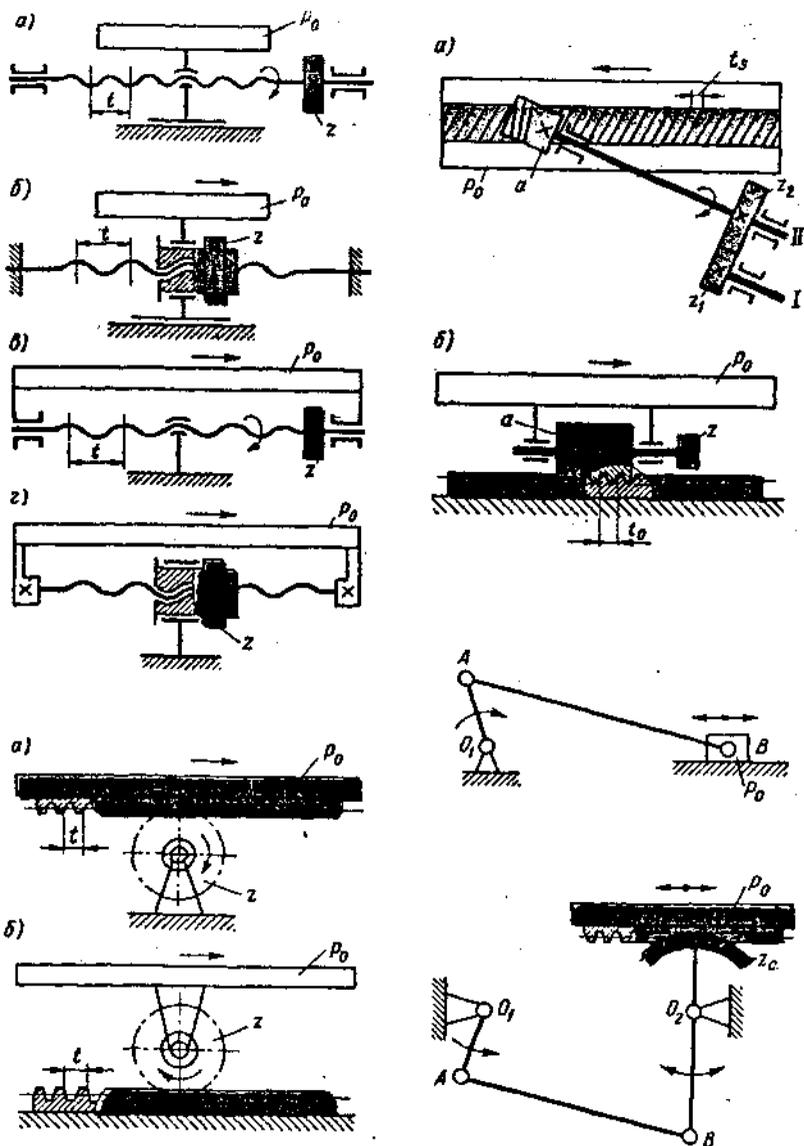


Рис. 1.8. Типовые механизмы для преобразования вращательного движения в прямолинейное поступательное движение.

2. винт неподвижный, гайка вращается и совместно с рабочим органом P_0 , совершает поступательное движение - поз. 1,6 (стол продольно-фрезерного станка модели А662);

3. гайка неподвижная, винт вращается и одновременно совместно с рабочим органом P_0 совершает поступательное движение - поз, 1, в (продольная подача стола в консольно-фрезерных станках);

4. гайка вращается, а винт совместно с рабочим органом P_0 имеет поступательное движение - поз. 1,г (суппорт строгального станка).

Реечная передача. По варианту поз. 2,а реечная шестерня только вращается, а поступательное движение получает рейка совместно с рабочим органом P_0 (подача шпинделя сверлильных станков). По варианту поз. 2,6 рейка неподвижна, а реечная шестерня z вращается и движется поступательно совместно с рабочим органом P_0 (продольная подача суппорта токарного станка при обтачивании).

Червячно-реечная передача. Среднее положение между винтовой и реечной передачей занимает червячно-реечная передача (поз. 3). Она обладает большей жесткостью и достаточно высоким КПД что обеспечивает ей широкое применение в приводах *движения* резания современных продольно-строгальных станков (поз. 3,а) и в приводе подачи тяжелых фрезерных и горизонтально-расточных станков (поз. 3,б).

Кривошипно-шатунный механизм. Этот механизм при неравномерном вращении кривошипа O_1A (поз. 4) обеспечивает прямолинейное возвратно-поступательное движение ползуна B , но с переменной скоростью. Причем скорость ползуна при прямом и обратном ходе для каждого его положения будет одинаковой.

Кривошипно-реечный механизм. Этот механизм (поз. 5) состоит из четырехзвенников с кривошипом O_1A , сектора z_c и рейки, закрепленной на рабочем органе P_0 . При непрерывном вращении кривошипа O_1A рабочий орган P_0 будет совершать прямолинейное возвратно-поступательное движение.

Двойной кривошипно-реечный механизм. В зубодолбежном станке модели 514 для сообщения возвратно-поступательного движения штосселю с долбяком применен двойной кривошипно-реечный механизм (поз. 6). При вращении кривошипа K_{II} шатун-рейка приводит в возвратно-вращательное движение шестерню $z_{\text{ш}}$ вал II и шестерню Z_2 . Последняя сообщает прямолинейное возвратно-поступательное движение рабочему органу P_0 .

Кривошипно-кулисный механизм. При вращении кривошипа O_1A (поз. 7) кулиса K_a совершает возвратно-качательное движение и через шатун BC сообщает рабочему органу P_0 прямолинейное возвратно-поступательное движение.

Кривошипно-кулисный механизм до последнего времени применялся в приводах движения резания поперечно-строгательных и долбежных станков.

Механизм с вращающейся кулисой. Палец кривошипа K_{n1} (поз. 8) входит в радиальный паз вращающейся кулисы K_b , закрепленной на валу II. Кривошип K_{n2} посредством шатуна соединен с рабочим органом P_0 . При равномерном вращении вала I вследствие смещения осей валов I и II вал II получает неравномерное вращение, что обеспечивает более равномерную скорость движения рабочего органа P_0 на заданном участке его пути. Механизм с вращающейся кулисой находит применение в долбежных станках.

Кулачковые механизмы. Эти механизмы позволяют обеспечить любой закон изменения скорости рабочего органа, получать необходимое соотношение скорости рабочего и об-

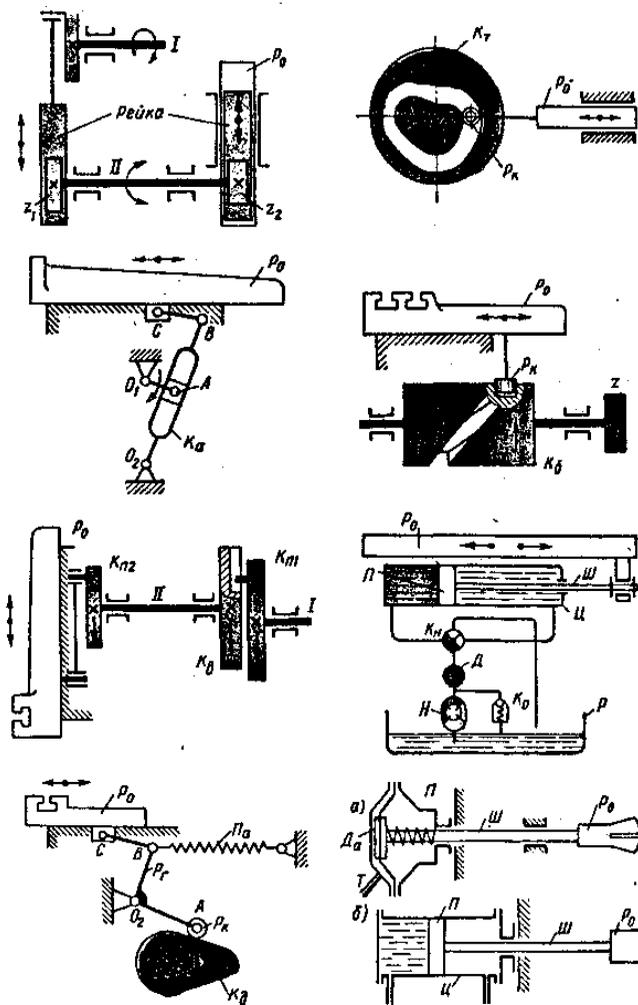


Рис. 1.8. Продолжение

ратного ходов и в отличие от других механизмов могут одновременно выполнять функции командно-распределительного устройства. Благодаря этим преимуществам кулачковые механизмы с дисковыми (поз. 9), торцовыми (поз. 10) и цилиндрическими (поз. 11) кулачками нашли широкое применение в станках-автоматах и полуавтоматах для осуществления автоматического цикла работы.

Гидропривод. Для преобразования вращательного движения в прямолинейно-поступательное движение в современных станках особенно широко используется гидропривод (поз. 12). Принцип работы гидропривода заключается в следующем: масло из резервуара Р подается насосом Н под давлением через дроссель Д к золотниковому крану K_n . В зависимости от положения крана масло подается по правому или левому мас-лопроводам в соответствующую полость цилиндра и заставляет перемещаться поршень П со штоком Ш и связанный с ними рабочий орган P_0 .

Пневмопривод. В современных станках для сообщения рабочим органам поступательных перемещений находят также широкое применение пневмоприводы. Для коротких перемещений используются пневмокамеры (поз. 13,а), а для больших ходов-пневмоцилиндры (поз. 13,б).

1.8. Механизмы для получения прерывистых движений

Для получения прерывистых движений в станкостроении используются различные типовые механизмы (рис. 1.9), каждый из которых имеет свою область применения.

Храповые механизмы. Эти механизмы позволяют весьма тонко и в широком диапазоне изменять величину периодических перемещений рабочих органов станков.

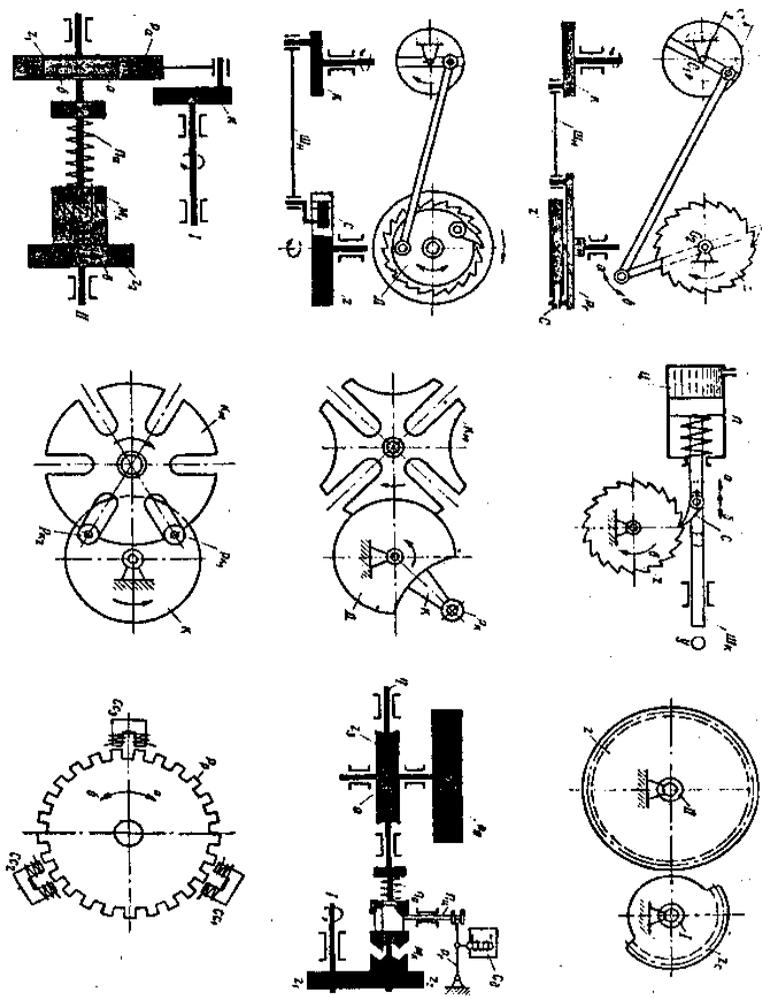


Рис. 1.9. Типовые механизмы для получения прерывистого движения

Механизм с наружным храповым колесом (поз. 1) находит применение в поперечно-строгальных станках. При равномерном вращении кривошипа K связанный с ним шатуном $Ш$, рычаг P_r получает непрерывное качательное движение относительно точки O_2 . С рычагом P_r связана собачка C , упирающаяся в зубья колеса z . При качании рычага P_r в направлении стрелки a собачка, упираясь в один из зубьев колеса, увлекает его и поворачивает на некоторый угол. При качании коромысла по стрелке b собачка приподнимается, скользит по спинкам зубьев и колеса не поворачивается.

Механизм с внутренним храповым колесом (поз. 2) отличается от предыдущего только лишь тем, что храповое колесо z выполнено с внутренними зубьями, а вместо рычага внутри храпового колеса установлен диск D . При вращении кривошипа K диск D посредством шатуна $Ш$ получает возвратно-вращательное движение и через собачку C сообщает колесу z периодическое вращательное движение.

Механизм с торцовой храповой муфтой (поз. 3) нашел применение в приводе подач продольно-строгальных станков (см. станок модели 7231 А). При непрерывном и равномерном вращении вала I с кривошипом K зубчатое колесо z_1 и вал II получают через шатун-рейку P_a возвратно-вращательное движение. На валу II на направляющей шпонке установлена храповая муфта M_x , которая пружиной P_a поджимается к зубчатому колесу z_2 , имеющему храповые зубья на торце своей ступицы. При вращении вала II по стрелке b храповая муфта M_x , преодолевая сопротивление пружины P_a , отходит влево и не передает вращение колесу z_2 . Во время вращении вала II по стрелке a храповая муфта M_x находится в зацеплении со ступицей колеса z_2 и передает ему вращение по стрелке b .

Храповой механизм с поршневым приводом (поз. 4) применен в приводе радиальных подач круглошлифовального станка модели 3151. В этом механизме собачка C , находящаяся в зацеплении с храповым колесом z , установлена в пазу штока $Ш_k$. Последний связан с поршнем $П$. Когда в цилиндр $Ц$

подается сжатый воздух или жидкость, то поршень П со штоком Ш_к и собачкой С перемещается по стрелке б до упора У, поворачивая храповое колесо z на один или несколько зубьев по стрелке в. При обратном ходе штока с собачкой по стрелке а храповое колесо z вращения не получает. Аналогичный храповой механизм, но только с приводом от соленоида, применен на внутришлифовальном станке модели 2A252.

Мальтийские механизмы. В станкостроении для поворота многопозиционных рабочих органов из одной позиции в другую чаще всего применяются мальтийские механизмы.

Четырехпозиционный мальтийский механизм с одним кривошипом (поз. 5) используется для поворота шпиндельного блока в четырехшпиндельных токарных автоматах. При равномерном вращении кривошипа К закрепленный на нем ролик Р_к в определенный момент входит в один из четырех пазов мальтийского креста К_м и поворачивает его на 90°. Таким образом, за каждый полный оборот кривошипа К вал, на котором закреплен мальтийский крест, сделает только 1/4 оборота. Диск Д, жестко связанный с кривошипом К, служит для фиксации положения мальтийского креста в каждом из его четырех позиций.

Шестипозиционный мальтийский механизм с одним или двумя роликами (поз. 6) используется, например, для поворота револьверной головки одношпиндельного токарно-револьверного автомата модели 1A136.

Установка второго ролика на кривошипном диске К позволяет в случае необходимости увеличить угол поворота мальтийского креста в два раза.

Секторный механизм. Зубчатый сектор z_с (поз. 7), закрепленный на валу I, периодически поворачивается только в течение того времени, когда его зубья находятся в зацеплении с зубьями колеса z, установленного на валу II. В этом механизме не представляется возможным регулировать величину угла поворота колеса z, поэтому он, как и мальтийские меха-

низмы, используется в основном в многопозиционных устройствах.

Механизм с однооборотной муфтой. Рабочий орган P_0 (поз. 8) в нужный момент получает периодический поворот на определенный угол от непрерывно вращающегося вала I через колеса z_1-z_2 , однооборотную муфту M_k и червячную передачу $a-z_3$. Однооборотная муфта M_k срабатывает под действием соленоида Q , который рычаг P_r поднимает палец Π_c .

Шаговый электродвигатель. Ротор P_p одного из шаговых электродвигателей (поз. 9) имеет несколько полюсов, а статор состоит из трех независимых секций C_c1 , C_c2 и C_c3 , которые расположены так, что если одна из них совпадает с полюсами ротора P_p , то две другие секции оказываются смещенными относительно полюсов, причем в разные стороны.

При включении обмотки секции C_c1 ротор повернется на некоторый угол по стрелке a , а при включении обмотки секции C_c2 он повернется на тот же угол, но по стрелке b .

1.9. Прочие типовые механизмы металлорежущих станков

Предохранительные устройства. Во избежание поломок деталей станков в приводах последних устанавливаются всевозможные предохранительные устройства (рис. 1.10).

Механизм падающего червяка (поз. 1) применяется для автоматического выключения подачи при перегрузках. Включение осуществляется тогда, когда доходит до какого-нибудь препятствия, например, до неподвижного упора, установленного на станке, и дальше не может перемещаться. При этом приводной вал I продолжает передавать вращение червяку a через кулачковую муфту M_k . Последняя благодаря скошенным зубьям отходит назад, преодолевая сопротивление пружины Π_a , и нажимает через упор b на рычаг P_2 , который при помощи выступа B поддерживает червяк a в зацеплении с червячным колесом z .

В определенный момент, когда муфта M_k отодвинется назад и выступ В не будет поддерживать червяк а, последний под действием собственного веса упадет вниз и, поворачиваясь относительно оси О, выйдет из зацепления с червячным колесом Z.

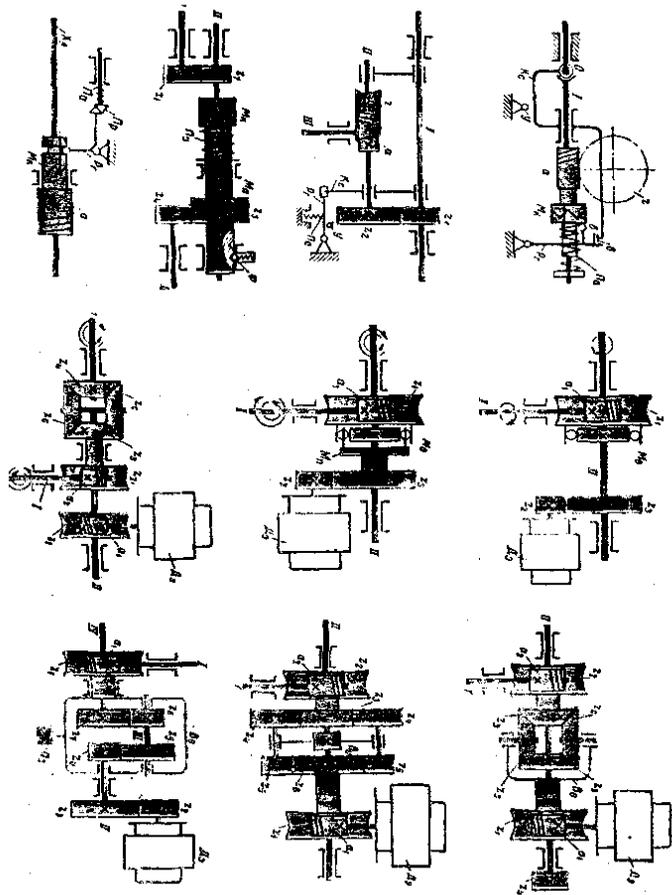


Рис. 1.10. Прочие типовые механизмы металлорежущих станков

В другой конструкции падающего червяка (поз. 2) вращение от вала I через колеса Z1-Z2, вал II и червячную передачу a-z передается валу III и далее механизму подачи. Когда упор У нажмет на рычаг P_Г, корпус Кс лишится опоры и упадет вниз вместе с валом II и червяком a, расцепив его с колесом z.

Самовыключающиеся кулачковые муфты служат тем же целям, что и падающие червяки. Рассмотрим работу муфты, (поз. 3), установленную в цепи подач станка модели 262Г.

Движение от вала I валу III передается шестернями z₁-z₂, валом II, кулачковыми муфтами M_к и M_п и зубчатыми колесами z₃-z₄. Когда в цепи подач станка возникает перегрузка, правая часть кулачковой муфты M_к благодаря наличию скошенных зубьев перемещается вправо совместно с кулачковой муфтой M_п и зубчатым колесом z₃.

В определенный момент фиксатор Ф фиксирует ступицу с колесом гз в крайнем правом положении. Далее, когда вал II совместно с левой частью муфты M_к повернется на один зуб, правая ее часть под действием пружины П_а переместится влево в свое первоначальное положение, расцепив при этом кулачки муфты M_п. Передача движения прекратится.

Несколько иначе работает самовыключающаяся кулачковая муфта (поз. 4), установленная на токарно-винторезном станке модели 1616. При соприкосновении суппорта с упором возрастает крутящий момент, передаваемый от ходового валика X_в через посредство муфты M_к червяку a. Благодаря наличию скосов на кулачках муфты M_к осевое усилие, действующее на муфту, стремится переместить ее влево и разъединить с червяком a. Этому препятствует двуплечий рычаг P_Г, один конец которого упирается в скос плунжера П_р. При определенной, заранее отрегулированной нагрузке плунжера П_р преодолевается сопротивление пружины П_а, она утапливается, рычаг P_Г поворачивается, и муфта M_к отходит влево, разрывая цепь механической подачи суппорта.

Обгонные муфты. Обычная односторонняя обгонная муфта (поз. 5) позволяет осуществлять рабочее и быстрое движение только в одном направлении. При рабочем движении вал I через червячную передачу a_1-z_1 и обгонную муфту M_0 передает валу II и далее рабочему органу станка. Для осуществления быстрых перемещений рабочего органа включается электродвигатель D_3 , который через зубчатую передачу z_2-z_3 сообщает быстрое вращение валу II. Наличие обгонной муфты M_0 допускает быстрое вращение вала II при медленном вращении или полной остановке червячного колеса z_1 .

Двусторонние обгонные муфты (поз. 6) позволяют осуществлять быстрое вращение вала II в обоих направлениях. В этом случае электродвигатель D_3 быстрых перемещений связан зубчатыми колесами z_2-z_3 не с валом II, а с поводковой муфтой M_p , торцовые пальцы которой входят в соответствующие вырезы обгонной муфтой M_0 .

В зависимости от конструкции двусторонней обгонной муфты рабочее движение валу II может быть сообщено только в одном или обоих направлениях.

Планетарные механизмы. В металлорежущих станках находят широкое применение различные типы планетарных механизмов.

В планетарном механизме (поз. 7) привода быстрых перемещений стола и бабки бесконсольного фрезерного станка модели 6A54 рабочие перемещения осуществляются от вала I через червячную передачу a_2-z_2 и коническую передачу $Z_3-z_c-Z_4$. Быстрые перемещения производят электродвигателем D_3 через червячную передачу a_1-z_1 , Т-образный вал II и планетарную коническую передачу $z_c-z_4-z_3$. Несколько иной вариант привода быстрых перемещений с аналогичным планетарным механизмом показан на поз. 8.

2. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ СТУПЕНЧАТОГО ИЗМЕНЕНИЯ ЧИСЕЛ ОБОРОТОВ

Ступенчатое изменение чисел оборотов может быть осуществлено с помощью многоскоростного асинхронного электродвигателя, ступенчатых шкивов и коробок скоростей и подач с зубчатыми колесами, Ступенчато-шкивные передачи с клиновыми ремнями применяют сравнительно редко, в основном при узком диапазоне изменения чисел оборотов, малом числе ступеней и небольшой мощности: на небольших сверлильных станках, некоторых моделях фрезерных станков, настольных токарных.

Асинхронные многоскоростные двигатели используются, как правило, совместно с коробками скоростей.

Наибольшее распространение получили коробки скоростей и подач с зубчатыми колесами.

2.1. Элементарные механизмы коробок скоростей и подач

В коробках скоростей и подач изменение числа оборотов достигается поочередным включением различных зубчатых передач между валами коробок скоростей и подач. Для поочередного включения могут быть использованы либо сменные зубчатые колеса (рис. 2.1), либо постоянные (рис. 2.2), для включения которых применяют те или иные из выше-рассмотренных механизмов включения.

Заметим, что в станках передаточные отношения зубчатых колес рекомендуется ограничивать следующими значениями: для коробок скоростей $i_{max} = 2$, $i_{min} = 1/4$; для коробок подач $i_{max} = 2,5$, $i_{min} = 1/5$. В отдельных случаях допускаются увеличения i_{max} до 2,5-4. Применение передаточных от-

ношений, выходящих за указанные пределы, приводит к увеличению габаритов механизма, снижению КПД и появлению конструктивных трудностей при размещении механизмов переключения, увеличению шума.

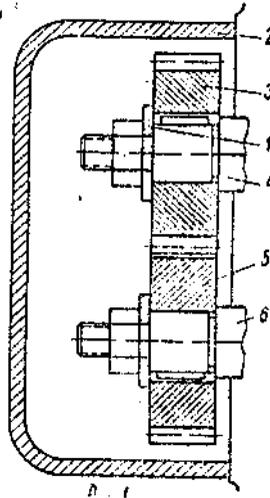


Рис. 2.1. Однопарная гитара

При постоянных поочередно включаемых шестернях, установленных на двух параллельных валах, диапазон изменения чисел оборотов находится в указанных для сменных шестерен пределах. Так как в большинстве случаев требуется значительно больший диапазон, то коробки скоростей и подачи выполняют многоваловыми. Для включения различных зубчатых передач между двумя смежными валами используют элементарные механизмы, представлены на рис. 2.2.

При переключении с помощью подвижных шестерен последние выполняют в виде блоков (рис. 2.2, а-в). Наиболее часто применяют механизмы с двойным и тройным блоком (рис.2.2, а и б). При блоках из четырех шестерен сильно возрастает длина механизма в осевом направлении, поэтому такой вариант используется только в отдельных случаях, когда

большая длина механизма предопределяется другими конструктивными элементами. В других случаях поочередное включение четырех передач осуществляется с помощью двух отдельных двойных подвижных блоков.

Благодаря достоинствам, присущим механизмам переключения с подвижными шестернями, они находят широкое применение в коробках скоростей и подач, рассчитанных как на работу при высоких скоростях, так и на передачу значительных крутящих моментов.

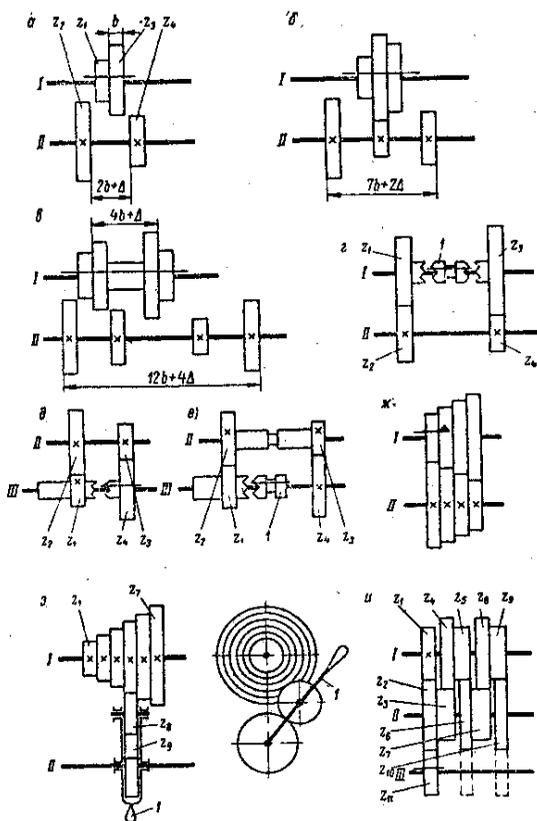


Рис. 2.2. Элементарные зубчатые механизмы коробок скоростей и подач

При использовании в механизмах изменения чисел оборотов кулачковых, зубчатых и фрикционных муфт имеется схема; представленная на рис. 2.2, г. Как правило, эти механизмы выполняются с двусторонней муфтой 1. Вследствие указанных выше недостатков механизмов переключения с муфтами они применяются реже. Исключение составляют электромагнитные фрикционные муфты, которые получили более или менее значительное распространение при дистанционном и особенно автоматическом управлении.

В ряде конструкций коробок скоростей и подач используется механизм, изображенный на рис.2.2, д. В данном случае ведущим звеном является втулка шестерни z_9 которая получает вращение через зубчатую или ременную передачу. В показанном на схеме положении вращение передается от втулки шестерни z_1 через шестерни z_1-z_2 , z_3-z_4 вала III. При перемещении шестерни z_3 влево она выходит из зацепления с шестерней z_3 и муфта, выполненная заодно с шестерней z_4 сцепляется с муфтой, выполненной заодно с шестерней z_1 . При этом вращение от шестерни z_1 непосредственно передается валу III. Так как обе пары зубчатых колес могут быть выполнены понижающими с передаточным отношением $1/4$, то при данной схеме диапазон изменения чисел оборотов вала III может быть расширен до шестнадцати. Механизмы этого типа называют передачей со звеном возврата.

Другая модификация подобного механизма, называемая перебором, изображена на рис. 2.2, е. В этом случае при непосредственном сцеплении вала III с шестерней z_1 с помощью муфты 1 шестерни z_2 и z_3 , связанные общей втулкой, перемещаются в осевом направлении и выводятся из зацепления с шестернями z_2 и z_3 что способствует повышению КПД и уменьшению потерь холостого хода при включении высокого числа оборотов вала III.

Механизмы последних двух типов обычно находят применение в последних звеньях коробок скоростей и подач.

Механизмы, показанные на рис. 2.2, *ж-и*, применяют в коробках подач.

Механизм с подвижной шпонкой (рис. 2.2, *ж*) отличается малыми размерами вдоль оси. В тех случаях, когда недостатки механизмов с подвижной шпонкой, указанные выше, не имеют существенного значения, механизм используется благодаря своей компактности. В частности, он применяется в коробках подач сверлильных станков, коробках подач, расположенных в фартуках револьверных станков, в коробках подач карусельных станков.

Механизм, изображенный на рис. 2.2, *з*, состоит из жестко закрепленных на валу I шестерен z_1-z_7 и накидной шестерни z_8 . Накидная шестерня вместе с подвижной шестерней z_8 смонтированы в кожухе 1, который может передвигаться вдоль вала II и поворачивается вокруг его оси. Для включения той или иной передачи кожух 1 перемещается в осевом направлении до совмещения накидной шестерни с соответствующей из шестерен z_1-z_7 , после чего поворотом кожуха 1 вокруг оси вала II накидная шестерня z_8 вводится в зацепление с соответствующей из шестерен z_1-z_7 . В требуемом положении кожух 1 удерживается фиксатором. Данному механизму присущи все рассмотренные выше недостатки, свойственные механизмам с накидной шестерней. Его достоинствами являются малые размеры вдоль оси и возможность свободного выбора передаточных отношений независимо от межцентрового расстояния. Этот механизм широко применяется в коробках подач токарно-винторезных станков: при его небольших габаритах можно получить большое число передаточных отношений, необходимых для нарезания резьб с различным шагом. Этот механизм также называется коробкой Нортонa.

Механизм, представленный на рис. 2.2, *и*, также применяется в коробках подач токарно-винторезных станков, где он служит для уменьшения в 2, 4, 8 раз или соответствующего увеличения шагов нарезаемых резьб, настраиваемых с помощью механизмов с накидной шестерней или других механиз-

мов коробки подач. На ведущем валу I закреплена только одна шестерня z_1 на валу III помещается подвижная шестерня z_{11} , которая может занимать три положения, два из которых показаны штриховыми линиями. В первом положении вращение передается от шестерни z_1 шестерне z_{11} через шестерню z_2 , которая в этом случае является паразитной. Во втором положе-

$$\frac{z_1 z_3 z_5 z_6}{z_2 z_4 z_6 z_{11}}$$

нии вращение передается через шестерни $z_2 z_4 z_6 z_{11}$ и передаточное отношение равно $1/2$. В третьем положении вращение

$$\frac{z_1 z_3 z_5 z_7 z_9 z_{10}}{z_2 z_4 z_6 z_8 z_{10} z_{11}}$$

передается через шестерни $z_2 z_4 z_6 z_8 z_{10} z_{11}$ и передаточное отношение равно $1/4$.

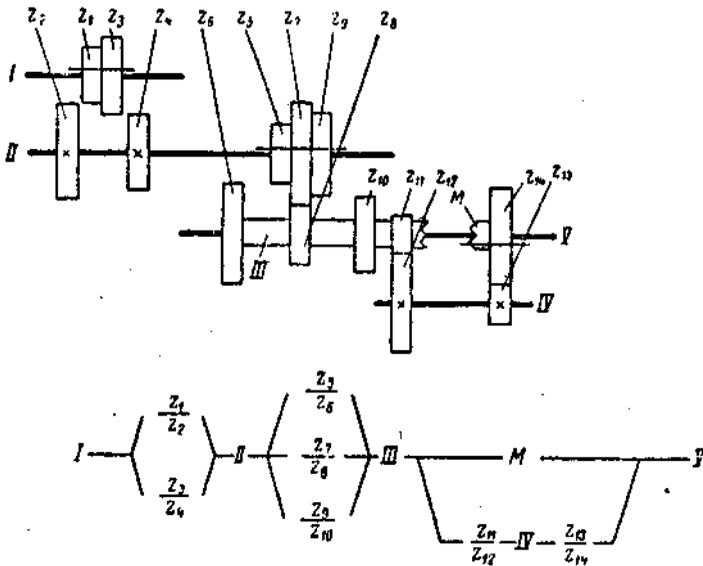


Рис. 2.3. Кинематическая схема многовальной коробки

Многоваловые коробки скоростей и подач представляют собой сочетание тех или иных рассмотренных элементарных механизмов или их модификаций. В качестве примера на рис. 2.3 приведена схема многоваловой передачи. На том же рисунке изображена формула кинематических связей, которая позволяет разобраться в схеме включения различных передач, не прибегая к описанию. Коробка, изображенная на рис. 2.3, позволяет получить двенадцать различных чисел оборотов. Между валами I и II могут быть включены две различные передачи, и соответственно вал II имеет два различных числа оборотов. При каждом из включенных чисел оборотов вала II может быть включена одна из трех передач от вала II к втулке III, на которой закреплены шестерни z_6 , z_8 и z_{10} . Таким образом, втулка III имеет шесть различных чисел оборотов. При сцеплении втулки III с валом V с помощью муфты М вал V получает шесть различных чисел оборотов. При сцеплении шестерни z_{14} с шестерней z_{13} вал V получит еще шесть чисел оборотов через передачу

$$\frac{z_{11}z_{13}}{z_{12}z_{14}}$$

Несколько передач, связывающих два смежных вала, называются группой передач. Общее число скоростей последнего вала равно произведению числа передач в каждой группе.

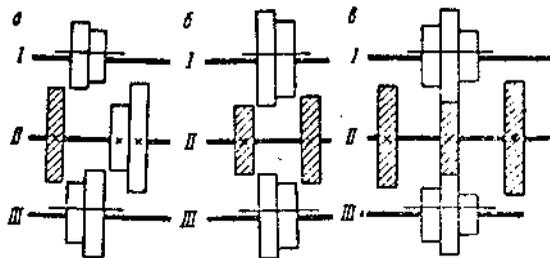


Рис. 2.4. Механизмы со связанными колесами

В рассмотренном случае в первой группе имеется две передачи, во второй - три и в третьей - две. Общее число ско-

ростей $z = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 12$. Приведенная формула для определения числа ступеней чисел оборотов может быть представлена в виде $z = p_1 p_2 p_3$, и называется структурной формулой коробки.

Для уменьшения числа зубчатых колес в коробках скоростей и подач применяют передачи со связанными колесами (рис. 2.4.). Связанные колеса (отмечены штриховкой) принимают участие как в передачах между валами I - II, так и в передачах между валами I - III. На рис. 2.4, а показана передача с одним, на рис. 2.4, б - с двумя, а на рис. 2.4, в - с тремя связанными колесами. Применение связанных колес позволяет уменьшить не только число колес, но и осевую длину передачи. Однако при использовании связанных колес возникают трудности в построении ряда чисел оборотов.

Закономерности ступенчатого изменения чисел оборотов

Определим числа оборотов последнего вала шестискоростной коробки скоростей со структурной формулой 2-3. Кинематическая схема такой коробки соответствует части схемы, состоящей из двух групп передач, представленной на рис. 2.38. Примем следующие обозначения для передаточных отноше-

ний зубчатых передач:

$$\frac{z_1}{z_2} = i'_1; \quad \frac{z_3}{z_4} = i'_2; \quad \frac{z_5}{z_6} = i''_1, \quad \frac{z_7}{z_8} = i''_2;$$

$$\frac{z_9}{z_{10}} = i''_3$$

и допустим, что их значения таковы, что:

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= ni_1''; \\ n_2 &= ni_1' i_2''; \\ n_3 &= ni_1' i_3''; \\ n_4 &= ni_2' i_1''; \\ n_5 &= ni_2' i_2''; \\ n_6 &= ni_2' i_3'' \end{aligned} \right\}$$

где n - число оборотов первого ведущего вала I;

n_1 - n_6 - числа оборотов ведомого вала III. Причем $n_1 < n_2 < n_3$ и

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{n_5}{n_4} = \varphi_1; \quad \frac{n_3}{n_2} = \frac{n_6}{n_5} = \varphi_2.$$

т.д. Из уравнений (2.1)

Если $\varphi_1 \neq \varphi_2$, то изменение чисел оборотов не подчиняется какой-либо закономерности. Если же обеспечить

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{n_4}{n_3} = \varphi,$$

то числа оборотов могут образовать геометрический ряд, так как отношение двух любых, смежных чисел оборотов в этом случае будет постоянным.

$$\varphi_1 = \frac{i_2''}{i_1''}; \quad \varphi_2 = \frac{i_3''}{i_2''}.$$

Из уравнений (2.1.) следует, что

$$\varphi_1 = \varphi_2, \quad \frac{i_2''}{i_1''} = \frac{i_3''}{i_2''} = \varphi.$$

Если то

Данное условие может быть выполнено путем соответствующего выбора $i_2'' i_3''$

$$\frac{n_4}{n_3} = \frac{i_2' i_1''}{i_1' i_3''}.$$

Из уравнений (2.1) следует, что

$$i_1'' = \frac{(i_2'')^2}{i_3''},$$

Подставив в приведенное выражение

$$\frac{n_4}{n_3} = \frac{i_2'(i_2'')^2}{i_1'(i_3'')^2} = \frac{i_2'}{i_1'} \cdot \frac{1}{\varphi^2}.$$

получим:

$$\frac{i_2'}{i_1'} = \varphi^3;$$

Выбирая соответствующее отношение $\frac{i_2'}{i_1'}$, мы можем вы-

$$\frac{n^4}{n_3} = \varphi$$

полнить также условие n_3 . Таким образом, много-валовые коробки скоростей позволяют осуществлять только один закономерный ряд чисел оборотов - геометрический, который имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= n_1 \varphi^0; \\ n_2 &= n_1 \varphi; \\ n_3 &= n_2 \varphi = n_1 \varphi^2; \\ n_z &= n_1 \varphi^{z-1}. \end{aligned} \right\}$$

Значения знаменателя прогрессии φ стандартизованы и являются корнем степени E из 10 и E' из 2 (таблица).

Значения знаменателей прогрессии рядов чисел оборотов

φ	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
$\sqrt[E]{2}$	$\sqrt[12]{2}$	$\sqrt[9]{2}$	$\sqrt[8]{2}$	$\sqrt{2}$	$\sqrt[5]{2}$	$\sqrt[3]{2}$	$\sqrt{2}$
$\sqrt[E]{10}$	$\sqrt[40]{10}$	$\sqrt[20]{10}$	$\sqrt[10]{10}$	$\sqrt[20]{10}$	$\sqrt[5]{10}$	$\sqrt[10]{10}$	$\sqrt[20]{10}$
$A = \frac{\varphi - 1}{\varphi} 100\%$	~ 5	~ 10	~ 20	~ 30	~ 40	~ 45	~ 50

Знаменатели прогрессии, являющиеся $\sqrt[E]{10}$, использованы при построении нормальных рядов чисел в

машиностроении, установленных ОСТом, на которых базируется нормаль Н11-1 станкостроения рядов чисел оборотов. Построение рядов на основе знаменателя, являющегося корнем целой степени из 10, представляет известные удобства, так как при этом обеспечивается так называемая десятичная повторяемость чисел ряда. Обозначим через n_j произвольное число ряда, тогда число с номером $j+E$ будет равно

$$n_{j+E} = \left(\sqrt[E]{10}\right)^E n_j = 10n_j.$$

Знаменатель прогрессии должен быть корнем целой степени из 2 по соображениям использования в приводах многоскоростных асинхронных электродвигателей. Так как число оборотов асинхронных электродвигателей изменяется переключением числа пар полюсов, то оно обычно изменяется вдвое, например: $n_1=1500$ об/мин, $n_2=3000$ об/мин. Если знаменатель прогрессии является корнем целой степени E из 2, то числа оборотов, получаемые при переключении числа пар полюсов электродвигателя, укладывается в ряд скоростей. Обозначим n_j произвольное число ряда, тогда число оборотов с номером $j+E'$

$$n_{j+E'} = \left(\sqrt[E']{2}\right)^{E'} n_j = 2n_j,$$

и это число может быть получено переключением полюсов электродвигателя.

Так как при стандартизации знаменателей прогрессии значений, удовлетворяющих указанным выше условиям, оказалось недостаточно, то пришлось ввести дополнительные значения, которые не являются корнем целой степени из 10 или 2.

Одним из преимуществ геометрического ряда является постоянство для всех ступеней относительной потери

скорости резания $\frac{\Delta v}{v}$, а соответственно и постоянство относительного увеличения времени резания, которое при прочих равных условиях пропорционально скорости резания.

Рассмотрим зависимость между скоростью резания и диаметром d обрабатываемой поверхности при постоянном числе оборотов n_j (рис. 2.5.)

$$v = \frac{\pi d n_j}{1000}$$

Эта зависимость изображается на графике прямой линией, проходящей через начало координат. При числе оборотов n_j+1 зависимость также изобразится прямой линией, но с другим углом наклона. Предположим, что требуется обработать поверхность, имеющую диаметр d , при скорости резания v . Если установить число оборотов n_j+1 , то фактически скорость будет равна v_2

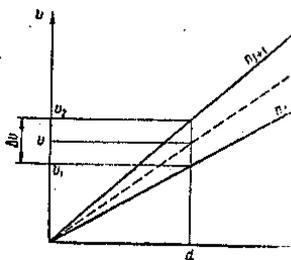


Рис. 2.5. График к определению перепада скоростей ряда

Как указывалось выше, даже небольшое превышение расчетной скорости резания ведет к значительному снижению стойкости инструмента. Поэтому обработку следует вести при числе оборотов n_j и скорости резания v_j . Поскольку требуемая скорость резания v в пределе может быть сколь угодно близкой к v_2 , то максимальная абсолютная потеря скорости Δv

$$\Delta v = v_2 - v_1,$$

равна

а максимальная относительная потеря скорости соответственно

$$\frac{\Delta v}{v_2} = \frac{(\pi d n_{j+1} - \pi d n_j) \cdot 1000}{1000 \pi d n_{j+1}} = \frac{n_{j+1} - n_j}{n_{j+1}} = \frac{\varphi - 1}{\varphi},$$

т.е. максимальная относительная потеря скорости не зависит от настроения числа оборотов и, оставаясь постоянной для любого интервала числа оборотов, определяется только знаменателем прогрессии. Величина относительной потери скорости при различных значениях знаменателя прогрессии указана в процентах в таблице. Указанные положения были впервые сформулированы акад. А.В. Гадолиным.

Недостатком геометрического ряда является низкая насыщенность его ступенями в зоне низких скоростей.

Для доказательства данного положения допустим, что при любых диаметрах обрабатываемой поверхности используется одна и та же скорость резания v . Если при числе оборотов n_1 и скорости v обрабатывается поверхность диаметром d_1 , то при числе оборотов n_2 со скоростью v можно обрабатывать поверхность диаметра

$$d_2 = \frac{v \cdot 1000}{\pi n_2 \varphi}.$$

Соответственно

$$d_2 = \frac{d_1}{\varphi}, \quad d_3 = \frac{d_1}{\varphi^2}$$

и т.д. На рис. 2.6.

приведены диаметры обрабатываемых поверхностей при $\varphi = 1,26$ и числе ступеней 12. Как видно, при переходе от первой ступени скорости ко второй диаметр уменьшается с 250 до 198 мм. Есть основания предполагать, что в производстве может встретиться большое число деталей, диаметры которых находятся в указанном интервале, все детали будут обрабатываться с пониженной скоростью резания. Напротив, в интервале диаметров 25-32 мм, соответствующих наибольшим числам оборотов, не должно встретиться большого числа деталей, и с пониженной скоростью будет выполняться меньшее число опе-

раций. Было бы желательным, чтобы в зоне малых чисел оборотов было большее число ступеней, чем в зоне больших чисел оборотов, однако при многоваловых коробках скоростей с групповыми передачами мы не можем выполнить это требование и вынуждены использовать геометрический ряд скоростей.

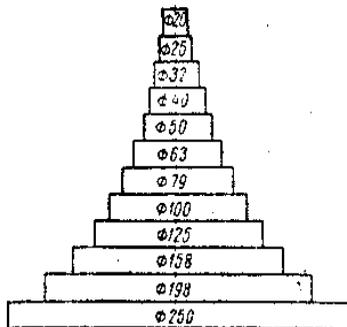


Рис. 2.6. Перепады диаметров обрабатываемой поверхности при $\varphi = 1,26$ и геометрическом ряде скоростей

Единственным выходом из указанного положения является применение бесступенчатого изменения чисел оборотов. В практике станкостроения преимущественно используются значения знаменателей прогрессии 1,26; 1,41 и 1,58 при числе ступеней от 6 до 24.

Диапазон изменения чисел оборотов при числе ступеней z определяется из формулы

$$R_n = \frac{n_1 \varphi^{z-1}}{n_1} = \varphi^{z-1}.$$

При проектировании станка диапазон изменения чисел оборотов определяется, как это показано выше, на основе технологических требований. Зная диапазон изменения чисел оборотов или подач, задаются числом ступеней и определяют из формулы (2.4.) знаменатель прогрессии, который округля-

ют до ближайшего стандартного значения, или задаются значением знаменателя и определяют число ступеней, которое округляют до одного из следующих значений: 6, 8, 9, 12, 16, 18, 24, 27, 32, 36.

При решении поставленной задачи формулу (2.4) логарифмируют, откуда

$$z = \frac{\lg R_n}{\lg \phi} + 1;$$

$$\lg \phi = \frac{\lg R_n}{z - 1}.$$

Поскольку, как показано выше, многоваловые коробки скоростей и подач позволяют получить только геометрический ряд чисел оборотов, то ряды подач и скоростей при прямолинейном движении также строятся по законам геометрической прогрессии. Исключение составляют коробки подач токарно-винторезных станков, которые должны обеспечить получение требуемого ряда шагов нарезаемых резьб.

Следует заметить, что вопрос о построении ряда скоростей при прямолинейном главном рабочем движении в настоящее время не является актуальным, так как на продольно-строгальных станках применяется электрическое, а на поперечно-строгальных - гидравлическое бесступенчатое изменение скоростей.

2.2. Разработка кинематической схемы и кинематический расчет коробок скоростей и подач

Начнем рассмотрение вопроса применительно к 12-скоростной коробке. Структурные формулы такой коробки могут иметь вид: при двух группах передач - 2-6, 6-2, 34 и 4-3, при трех группах передач - 2-2-3, 2-3-2 и 3-2-2. Для рассматриваемого случая возьмем формулу 2-3-2, которой соответствует кинематическая схема, представленная на рис 2.7.

Обозначим передаточные отношения передач коробки следующим образом:

$$\frac{z_1}{z_2} = i_1', \frac{z_3}{z_4} = i_2', \frac{z_5}{z_6} = i_1'', \frac{z_7}{z_8} = i_2'', \frac{z_9}{z_{10}} = i_3'', \frac{z_{11}}{z_{12}} = i_1''', \frac{z_{13}}{z_{14}} = i_2'''.$$

Причем, передаточные отношения передач выбраны так, чтобы различные числа оборотов последнего вала получились при следующих включениях:

$$\begin{aligned} n_1 &= n_1 \varphi^0 = ni_1' i_1''' \\ n_2 &= n_1 \varphi^1 = ni_1' i_2' i_1''' \\ n_3 &= n_1 \varphi^2 = ni_1' i_3'' i_1''' \\ n_4 &= n_1 \varphi^3 = ni_2' i_1'' i_1''' \\ n_5 &= n_1 \varphi^4 = ni_2' i_2'' i_1''' \\ n_6 &= n_1 \varphi^5 = ni_2' i_3'' i_1''' \\ n_7 &= n_1 \varphi^6 = ni_1' i_1'' i_2''' \\ n_8 &= n_1 \varphi^7 = ni_1' i_2'' i_2''' \\ n_9 &= n_1 \varphi^8 = ni_1' i_3'' i_2''' \\ n_{10} &= n_1 \varphi^9 = ni_2' i_1'' i_2''' \\ n_{11} &= n_1 \varphi^{10} = ni_2' i_2'' i_2''' \\ n_{12} &= n_1 \varphi^{11} = ni_2' i_3'' i_2''' \end{aligned}$$

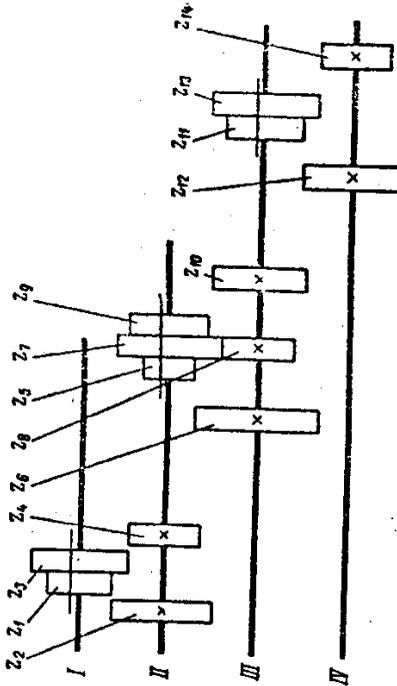


Рис. 2.7. Кинематическая схема 12-скоростной коробки

скоростей

Как видно, числа оборотов могут быть разбиты на четыре группы (группы чисел оборотов не следует путать с группами передач): первая - n_1, n_2 и n_3 ; вторая - n_4, n_5 и n_6 ; третья - n_7, n_8 и n_9 ; четвертая - Внутри n_{10}, n_{11} и n_{12} . каждой группы различные числа оборотов получают переключением только одной группы передач, в данном случае второй, состоящей из трех передач. Передаточные отношения этой группы должны составлять ряд со знаменателем φ , в чем нетрудно убедиться, разделив n_3 на n_2 и n_2 на n_1 . Такая группа передач, передаточные отношения которой составляют ряд со знаменателем φ , называется **основной группой**.

Вторая группа чисел оборотов может быть получена после предварительного переключения другой, в рассматриваемом случае первой группы передач. Группа передач, при переключении которой осуществляется переход ко второй чисел оборотов, называется **первой переборной группой**. Передаточные отношения первой переборной группы составляют ряд со знаменателем

$$\varphi_{n1} = \varphi^{p_0},$$

где p_0 - число передач в основной группе.

В правильности приведенной зависимости можно убедиться из отношения первых чисел оборотов второй и первой групп.

Третья и четвертая группы чисел оборотов могут быть получены в нашем случае после переключения третьей группы передач, которая называется **второй переборной группой**. Передаточные отношения второй переборной группы составляют ряд со знаменателем

где p_{n1} - число передач в первой переборной группе.

Выражение $p_0 p_{n1}$ называется **характеристической группой** и обозначается символом x .

С увеличением числа групп передач увеличивается и число переборных групп, а передаточные отношения этих групп образуют ряды со знаменателем

$$\varphi_{nj} = \varphi^{P_0 P_{n1} \dots P_{n(j-1)}}.$$

В зависимости от выбранных передаточных отношений любая группа передач может быть либо основной, либо той или иной переборной группой, что оказывает соответственное влияние на конструкцию и кинематику коробки. Наиболее наглядное представление об этом может быть получено при использовании графических методов.

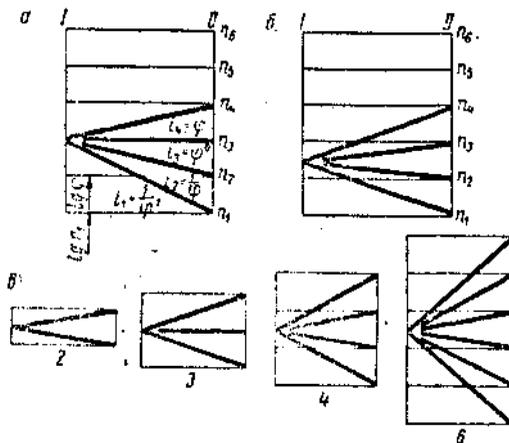


Рис. 2.8. Картины чисел оборотов и структурные сети элементарных зубчатых механизмов коробок скоростей и подач

Возьмем логарифмическую шкалу (рис. 2.8,а) и отложим на ней отрезок, равный $\lg n_1$ (начало шкалы не показано). Полученная точка соответствует числу оборотов u . Точку, соответствующую числу оборотов $n-i$, получим, добавив к отрезку, равному $\lg n_1$, отрезок, равный так $\lg \varphi$ как $\lg n_2 = \lg n_1 + \lg \varphi$. Аналогично, откладывая отрезок, равный $\lg n$ найдем точки чи-

сел оборотов n_3, n_4 и т.д. Проведя через точки n_1, n_2 и т.д. горизонтальные линии, получим логарифмическую сетку. Вертикальными линиями I и II обозначим два смежных вала, которые связаны четырехскоростной групповой передачей. Вал I вращается с заданным числом оборотов n_3 , а вал II получает четыре различных числа оборотов n_1-n_4 .

Соединим точку n_3 на линии вала I с точками n_1-n_4 на линии вала II жирными линиями, которые символически изображают передачи, поочередно связывающие вал I с валом II. Передаточное отношение i_1 первой передачи равно $\frac{n_1}{n_3} = \frac{1}{\varphi^2}$. По-

казатель степени φ равен числу интервалов на графике между точками n_1 и n_3 . Если линия передачи наклонена вниз - передача понижающая, если вверх - передача повышающая. Таким образом, изображенный на рис. 2.8, а график дает наглядное представление о числе оборотов вала при включении различных передач и о передаточном отношении передач. Такой график, построенный применительно к коробке скоростей или подач, называется **картой чисел оборотов**. Однако для предварительного выбора структуры коробки скоростей или подач нет необходимости знать действительные числа оборотов промежуточных валов, поэтому для предварительной оценки различных вариантов строят структурные сетки (рис. 2.8, б), которые отличаются тем, что точка числа оборотов ведущего вала располагается посередине между крайними точками чисел оборотов, получаемых с помощью данной группы передач. Структурные сетки при различном числе передач в группе изображены на рис. 2.8, в.

Рассмотрим построение структурных сеток для различных вариантов структуры коробки скоростей, имеющей схему, изображенную на рис. 2.7. Для первого варианта примем, что основной является первая группа (рис. 2.9). Точку числа оборотов первого вала расположим посередине шкалы. Так как основная группа имеет знаменатель, равный φ , то между кон-

цами лучей, изображающих две передачи, должен быть один интервал. Первой переборной является вторая группа передач. Знаменатель прогрессии для первой переборной группы равен $\varphi^{p_0} = \varphi^2$; соответственно между концами линий,

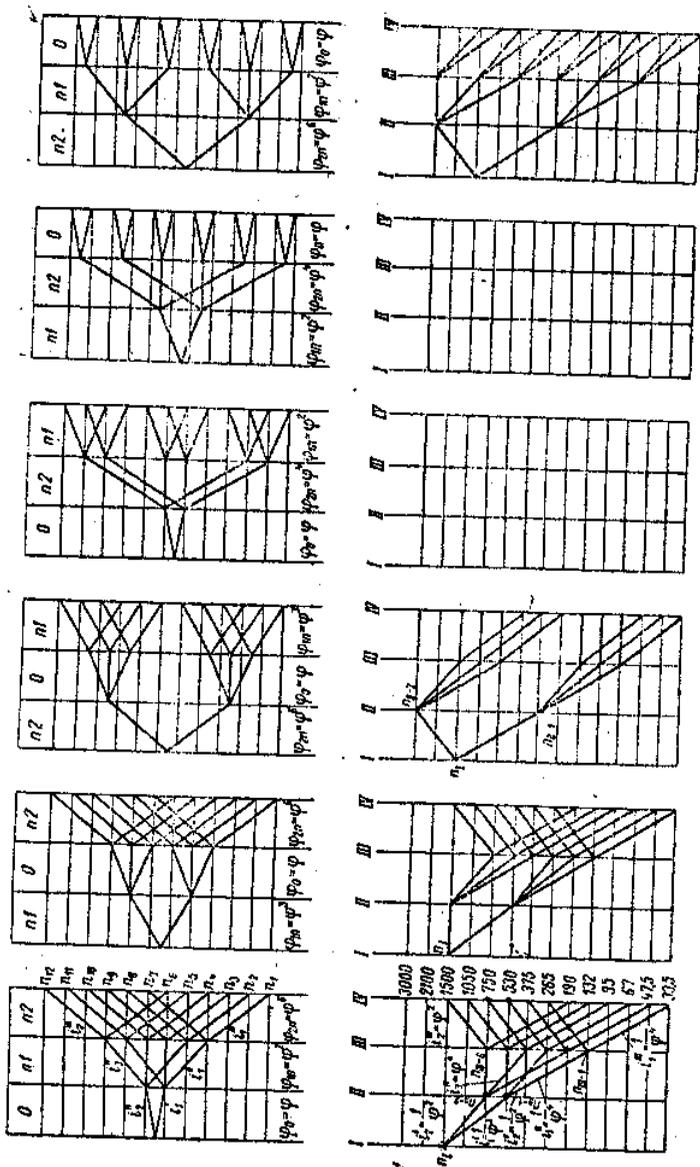


Рис. 2.9. Варианты структурных сеток и картин чисел оборотов 12-скоростной коробки скоростей со структурной формулой

2 3 2

изображающих передачи второй группы, должно быть два интервала. Структурная сетка второй группы передач изображается при обоих числах оборотов второго вала.

Третья группа передач является второй переборной, и для нее знаменатель равен $\varphi^{P_0 P_m} = \varphi^6$, а между концами линий, изображающих передачи третьей группы, должно быть шесть интервалов. Структурную сетку третьей передачи строим для каждого числа оборотов третьего вала. В результате получаем структурную сетку коробки скоростей. Меняя положение основной и переборных групп, получим шесть различных вариантов. Число вариантов определяется как число перестановок, т.е. как факториал числа групп.

На основе структурных сеток построим картины чисел оборотов. При построении картины чисел оборотов необходимо руководствоваться указанными выше ограничениями для минимальных и максимальных значений передаточных отношений.

Следует учитывать, что промежуточные валы не должны работать при низких числах оборотов, так как при этом возрастают крутящие моменты, передаваемые валами и зубчатыми передачами, а соответственно их размеры и габариты коробки. Вместе с тем промежуточные валы не должны работать при очень больших числах оборотов: при этом возрастают потери холостого хода, динамические нагрузки и износ деталей передач. Поэтому при построении картины чисел оборотов стремятся повысить нижние числа оборотов промежуточных валов путем уменьшения передаточных отношений. Так как одновременно с повышением нижнего числа оборотов возрастает верхнее число оборотов соответствующего промежуточного вала, то это повышение ограничивают по верхнему числу оборотов.

Примем знаменатель прогрессии 1,14 и ряд чисел оборотов, указанный на графике. Вал I коробки связан непосредственно с электродвигателем и делает 1500 об/мин.

С целью повышения нижнего предела чисел оборотов валов III и II примем $i_1^m = i_1^n = \frac{1}{4} = \frac{1}{a}$. Соответственно точка нижнего числа оборотов вала III расположится на расстоянии четырех интервалов от нижней линии сетки графика. Остальные точки оборотов вала III расположатся с такими же интервалами, как на структурной сетке. Из точки n_{III-1} проводятся линии в точки n_1 и n_7 (33,5 и 265 об/мин соответственно), расположенные, как и на структурной сетке, на расстоянии шести интервалов от точки n_1 . Из остальных точек $n_{III-2} - n_{III-6}$ вала III проводим линии, параллельные проведенным из точки n_{III-1} .

Точка n_{II-1} располагается на расстоянии четырех интервалов от точки n_{III-1} , а точка n_{II-2} - на расстоянии одного интервала от точки n_{II-1} так же, как на структурной сетке. Из точки n_{II-1} проводятся линии в точки n_{III-1} , n_{III-3} и n_{III-5} , расположенные на расстоянии двух интервалов одна от другой, как на структурной сетке. Из точки n_1 проводятся линии в точки n_{II-1} и n_{II-2} . Таким образом, получается картина чисел оборотов, на основе которой определяются передаточные отношения всех передач и числа оборотов промежуточных валов.

Аналогично строим картину чисел оборотов для второго варианта структурной сетки.

Переходя к построению картины чисел оборотов для третьего варианта структурной сетки, замечаем, что при повышении нижнего числа оборотов n_{II-1} вала II верхнее число оборотов n_{II-2} становится выше числа оборотов электродвигателя и передачу i_2' приходится выполнять повышающей, снижая число оборотов вала IV до требуемой величины за счет передаточных отношений последующих передач. Наличие быстроходных валов приводит к повышению мощности холостого хода и износа деталей, поэтому желательно ограничиться минимальным повышением верхнего числа оборотов вала II. Однако выбор верхнего числа оборотов вала II связан с выбором нижнего числа оборотов. Используя передачу i_1' с минимальным передаточным отношением 1/4, мы не можем поме-

стить точку n_{II-1} ниже четырех интервалов от точки n_{II-1} . Точка n_{II-2} , расположенная в соответствии со структурной сеткой на расстоянии шести интервалов от точки n_{II-1} , должна размещаться на линии, соответствующей 3000 об/мин. Такое повышение скорости промежуточного вала по указанным выше соображениям является нежелательным и от использования данного варианта целесообразно воздержаться.

Приступая к построению картины чисел оборотов для четвертого и пятого вариантов, мы видим, что вторая группа передач имеет большой знаменатель прогрессии, φ^4 при большом диапазоне изменения чисел оборотов вала φ^8 , который равен 16. Наибольший диапазон изменения чисел оборотов при двухвальной передаче равен $\frac{i_{\max}}{i_{\min}}$, т. е. при указанных выше значениях i_{\max} и i_{\min} для коробок скоростей он составляет 8. Таким образом, четвертый и пятый варианты не могут быть использованы для построения схемы коробки скоростей.

При шестом варианте число оборотов вала II, как и в третьем варианте, достигает 3000 об/мин, т. е. и этот вариант не может быть положен в основу построения коробки скоростей.

При анализе вариантов нет необходимости строить для всех вариантов картины чисел оборотов. Например, недостатки вариантов 3-6 могут быть выявлены на основе структурных сеток.

Как показывает проведенный анализ, предпочтение следует отдавать тем вариантам структурных сеток, у которых группы передач, ближайšie к валу I, являются основными и младшими переборными и у которых отсутствуют промежуточные валы с большим диапазоном изменения чисел оборотов.

При выборе вариантов необходимо проанализировать структурные сетки, построенные на основе всех вариантов структурных формул и перестановок основной и переборной групп. Например, для 12-скоростной коробки следует также

рассмотреть варианты, которые могут быть получены при структурных формулах 2-2-3, 3-2-2, 3-4 и 4-3.

Варианты, в которых число передач в группе превышает 4, используется весьма редко, однако в практике встречаются варианты 6-2.

При большом числе ступеней чисел оборотов и при средних значениях знаменателя прогрессии диапазон изменения чисел оборотов в старших переборных группах настолько увеличивается, что получить такой диапазон с помощью двухвальной передачи становится невозможным, и в этом случае в схему приходится вводить те или иные дополнительные передачи или механизмы перебора.

В качестве примера рассмотрим 24-скоростную коробку скоростей. Из структурной сетки (рис. 2.10, а) видно, что знаменатель прогрессии третьей переборной группы, которая является последней группой передач, равен $\varphi^{p_{в} p_{и1} p_{и2}} = \varphi^{12}$. Если принять $\varphi = 1,26$, то диапазон изменения чисел оборотов, получаемый с помощью этой группы, будет равен 16, т. е. подобная двухвальная передача будет практически неосуществимой. Заменяя двухвальную передачу, как это показано на рис. 2.10, в, механизмом перебора, мы получим практически осуществимое решение. В этом случае высокие числа оборотов $n_{13}-n_{24}$ получаются при непосредственном соединении вала IV со втулкой IVa с помощью муфты М, как это видно из структурной сетки, представленной на рис. 2.10, б.

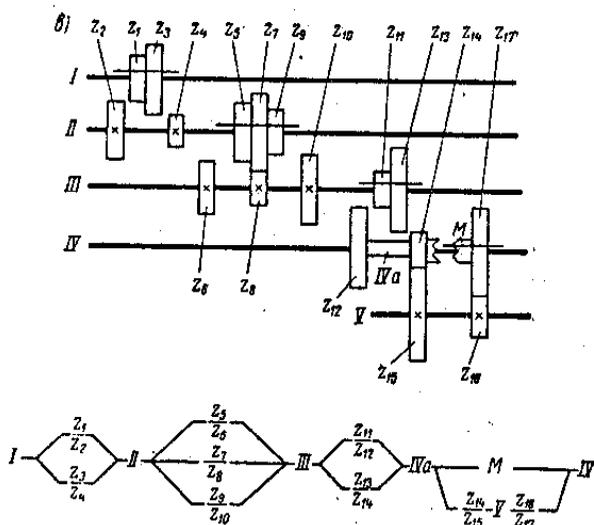


Рис. 2.10. Кинематическая схема 24-скоростной коробки скоростей и структурные сетки

Нижние числа оборотов получаются через передачу; каждая из пар может быть выполнена с передаточным отношением $\frac{1}{4}$, а общее передаточное отношение равно $\frac{1}{16}$. Соответственно диапазон изменения чисел оборотов с помощью перебора равен 16.

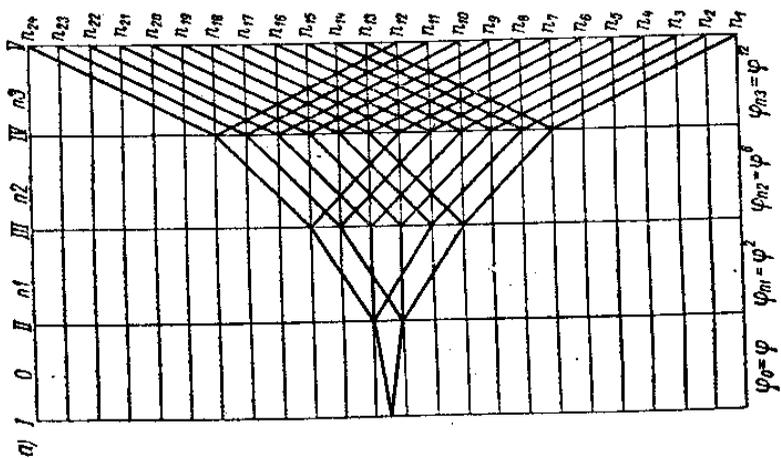
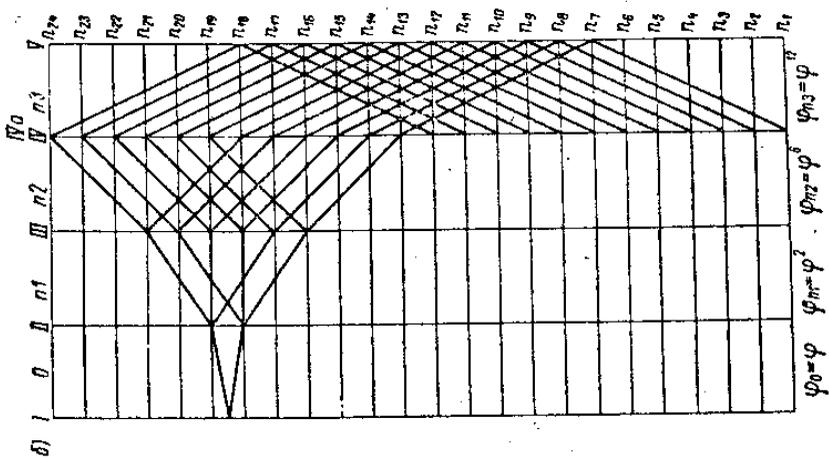


Рис. 2.10. Продолжение

Другой вариант решения подобной задачи будет показан ниже при рассмотрении конструкций коробок скоростей.

Как указывалось выше, недостатком геометрического ряда является его чрезмерная насыщенность ступенями чисел оборотов в области высоких скоростей. С целью уменьшения чрезмерной насыщенности ряда в области высоких скоростей применяют геометрический ряд с различным значением φ в области высоких и низких скоростей. Такой ряд может быть получен при исключении одной из передач в соответствующей группе. На рис. 2.11 приведен пример структурной сетки для подобного ряда. Знаменатель прогрессии для высоких чисел оборотов равен φ^2 .

Переходя к вопросу об использовании многоскоростных электродвигателей совместно с коробками скоростей, следует заметить, что многоскоростной двигатель играет роль первой группы передач. Правильный геометрический ряд чисел оборотов может быть получен при использовании многоскоростных электродвигателей, у которых скорости представляют геометрический ряд со знаменателем 2, например двухскоростные электродвигатели с 750 и 1500 об/мин и трехскоростные с 750, 1500 и 3000 об/мин.

Так как знаменатель прогрессии первой передачи в этом случае равен 2, а знаменатель прогрессии ряда чисел оборотов коробки, как правило, меньше 2, то первая группа, роль которой играет электродвигатель, должна быть переборной группой. Поскольку знаменатель прогрессии переборной группы является функцией числа передач в предыдущих группах, то можно установить для различных значений φ число передач в предшествующих группах, что позволяет получить при многоскоростном электродвигателе правильный геометрический ряд $\varphi^p = \varphi_3 = 2; \quad \varphi = \sqrt[p]{2}$.

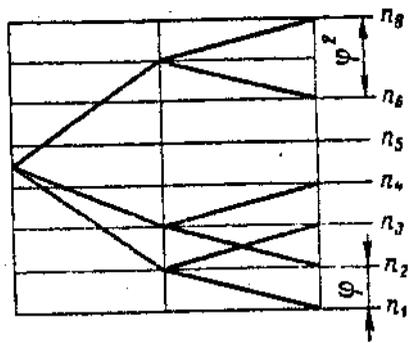


Рис. 2.11. Структурная сетка при различных значениях φ для низких и высоких чисел оборотов

Отсюда при $\varphi = 1,12$ $p = 6$, при $\varphi = 1,26$ $p = 3$, при $\varphi = 1,41$ $p = 2$. Так как в основной группе число передач, как правило, меньше шести, то при $\varphi = 1,12$ многоскоростной электродвигатель должен играть роль второй переборной группы, а произведение $p_0 p_{n1}$ должно быть равно 6.

2.3. Определение чисел зубьев зубчатых коробок скоростей и подач

Для сокращения номенклатуры используемого зуборезного инструмента и инструмента для контроля размеров зубьев стремятся уменьшить число применяемых модулей. У тяжело нагруженных шестерен вместо увеличения модуля увеличивают их ширину, выполняют их из более качественных материалов. Поэтому наиболее характерным случаем является определение чисел зубьев при одном модуле зубчатых колес, входящих в данную группу.

Определение чисел зубьев при одном модуле всех зубчатых колес При некорригированных зубчатых колесах в этом случае справедливо соотношение

$$z_1 + z'_1 = z_2 + z'_2 = \dots = z_1 + z'_1 = 2z_0,$$

где z_j и z'_j - числа зубьев ведущих и ведомых колес, входящих в рассматриваемую группу передач.

$$z_0 = \frac{A}{m},$$

где A - межцентровое расстояние; m - модуль.

Передаточные отношения зубчатых передач могут быть представлены в форме отношений двух простых чисел, сумма которых не должна быть простым числом.

$$i_1 = \frac{z_1}{z'_1} = \frac{a_1}{b_1}, \quad i_2 = \frac{z_2}{z'_2} = \frac{a_2}{b_2}, \dots, \quad i_j = \frac{z_j}{z'_j} = \frac{a_j}{b_j},$$

откуда

$$z_1 = z'_1 \frac{a_1}{b_1}, \quad z_2 = z'_2 \frac{a_2}{b_2}, \quad \dots, \quad z_j = z'_j \frac{a_j}{b_j}$$

и после подстановки в выражение (2.6)

$$z'_1 \frac{b_1 + a_1}{b_1} = 2z_0, \quad z'_2 \frac{b_2 + a_2}{b_2} = 2z_0, \quad \dots, \quad z'_j \frac{b_j + a_j}{b_j} = 2z_0,$$

откуда

$$z'_1 = \frac{2z_0 b_1}{b_1 + a_1}, \quad z'_2 = \frac{2z_0 b_2}{b_2 + a_2}, \dots, \quad z'_j = \frac{2z_0 b_j}{b_j + a_j}. \quad (2.7)$$

Из последних выражений видно, что для того чтобы числа зубьев z_1, z'_2, \dots, z'_j были целыми, число $2z_0$ должно быть общим наименьшим кратным чисел $b_1 + a_1, b_2 + a_2, \dots, b_j + a_j$

$$2z_0 = (b_1 + a_1), (b_2 + a_2), \dots, (b_j + a_j).$$

С другой стороны, число $2z_0$ должно быть не меньше суммы чисел зубьев либо понижающей передачи с наименьшим передаточным отношением, либо повышающей передачи с наибольшим передаточным отношением. Если $i_{\max} < \frac{1}{i_{\min}}$, то должно быть соблюдено первое условие, если $i_{\max} > \frac{1}{i_{\min}}$, то должно быть соблюдено второе условие. В первом случае

$$2z_0 \geq z_{\min} \left(1 + \frac{1}{i_{\min}}\right),$$

во втором

$$2z_0 \geq z_{\min} (1 + i_{\max}),$$

где z_{\min} - минимальное число зубьев, ограниченное условиями подрезания, равное 17 для некорректированных колес.

Если $2z_0$, полученное как общее наименьшее кратное, меньше числа зубьев, определенного из выражений (2.9) или (2.8), то его увеличивают в целое число раз. Число зубьев $2z_0$ должно быть не больше 100 (в отдельных случаях допускают его увеличение до 120), в противном случае чрезмерно увели-

чиваются габариты коробки. К одному из предпочтительных чисел зубьев $2z_0$ относится число 72.

Рассмотрим конкретный пример определения чисел зубьев: $i_1 = 1,41$; $i_2 = \frac{1}{1,41}$ и $i_3 = \frac{1}{2,82}$. Пользуясь логарифмической линейкой, выражаем передаточные отношения в виде отношений простых чисел:

$$i_1 = 1,41 = \frac{7}{5}; i_2 = \frac{1}{1,41} = \frac{5}{7}; i_3 = \frac{1}{2,82} \approx \frac{19}{53}.$$

Соответственно

$$b_1 + a_1 = 7 + 5 = 12; b_2 + a_2 = 5 + 7 = 12; b_3 + a_3 = 53 + 19 = 72$$

и $2z_0$, определяемое как общее наименьшее кратное, равное

72. Так как $i_{\max} < \frac{1}{2}$, то по формуле (2.8) получим

$2z_0 = 17(1+2,82) = 65$. $12z_0 = 72$. Определяем числа зубьев

$$z'_1 = \frac{72 \cdot 5}{12} = 30; z_1 = 42;$$

$$z'_2 = \frac{72 \cdot 7}{12} = 42; z_2 = 30;$$

$$z'_3 = \frac{72 \cdot 53}{72} = 53; z_3 = 19.$$

Передаточные отношения, получаемые при найденных расчетом числах зубьев, не должны отклоняться от заданных передаточных отношений больше чем на $\pm 2\%$. В данном случае наибольшее отклонение имеет место у третьей передачи и составляет $+1,1\%$.

Для определения чисел зубьев очень удобно пользоваться таблицами.

Определение чисел зубьев при различных модулях зубчатых колес в одной группе передач

В данном случае в выражения (2.7) вместо $2z_0$ следует подставить $\frac{2A}{m}$; $2A$ должно быть общим наименьшим кратным выражений $m(b_1+a_1)$. Так как модули могут быть не целыми числами, то вместо них надо подставить кратные им целые числа. Например, если $m_1=2,5$ мм, а $m_2=3,5$ мм, то при определении величины $2A$ надо подставить 5 и 7. Однако при этом обычно получаются весьма большие межцентровые расстояния, которые практически неприемлемы и подбор приходится производить путем ряда последовательных попыток, прибегая в случае необходимости к корригированию.

Определение чисел зубьев косозубых колес одной группы передач

Если все передачи имеют одинаковый нормальный модуль и одинаковый угол наклона зубьев, то расчет ведется так же, как при прямозубых колесах. С различным углом наклона передачи выполняются для компенсации отклонений в сумме зубьев $2z_0$, возникающих вследствие необходимости точного подбора передаточных отношений или применения передач с различным модулем. В этом случае, установив межцентровое расстояние для одной пары зубчатых колес, определяют угол наклона, необходимый для обеспечения зацепления второй пары.

Определение чисел зубьев при связанных колесах

Так как применение двух связанных колес в одной передаче приводит обычно к значительному увеличению чисел зубьев и габаритов передач, а при трех связанных колесах исключается возможность получения правильного геометрического ряда, то такие передачи применяются весьма редко, и поэтому нами не рассматриваются.

При одном связанном колесе, входящем в две группы, передаточные отношения определяются как обычно на основе картины чисел оборотов. Числа зубьев колес первой группы определяются на основе приведенной выше методики. Определив $2z_{0-1}$ для первой группы, находят $2z_{0-n}$ для второй группы, пользуясь тем, что связанное колесо является ведомым для первой группы и ведущим для второй. Число зубьев связанного колеса как ведомого колеса первой группы определяется выражением

$$z'_{j-1} = 2z_{0-1} \frac{1}{1 + i_{j-1}}$$

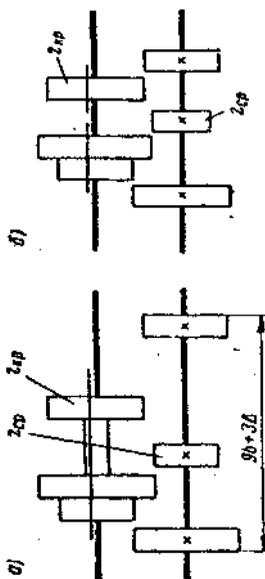


Рис. 2.12. Варианты оформления трехскоростных групповых передач при $z_{кр.} + z_{ср.} > 2z_0 - 4$

Число зубьев связанного колеса как ведомого колеса второй группы определяется выражением

$$z_{j-II} = 2z_{0-II} \frac{i_{j-II}}{1 + i_{j-II}}.$$

Приравнивая второе выражение к первому, находим

$$2z_{0-II} = 2z_{0-I} \frac{1}{1 + i_{j-I}} \frac{1 + i_{j-II}}{i_{j-II}}.$$

Зная $2z_{0-II}$, определяем числа зубьев колес второй группы. Числа зубьев, полученные в результате расчета, должны быть округлены до целых чисел, что сопровождается большим или меньшим отклонением фактических передаточных отношений от заданных.

Особенности определения чисел зубьев при тройных блоках подвижных колес. При перемещении подвижного блока колеса, расположенные справа от среднего колеса, проходят мимо среднего колеса неподвижного блока. Чтобы зубья этих колес не зацепились, для некорригированных колес должно быть соблюдено условие

$$z_{cp} + z_{кр} \leq 2z_0 - 4,$$

где z_{cp} - число зубьев среднего колеса неподвижного блока;

$z_{кр}$ - число зубьев крайнего колеса подвижного блока.

В тех случаях, когда это условие не может быть выполнено, что имеет место при малой разнице в передаточных отношениях, применяют конструктивную форму подвижного блока, показанную на рис. 2.12, а, или заменяют тройной подвижный блок двойным подвижным блоком и одной подвижной шестерней (рис.2.12, б). При первом варианте увеличивается осевая длина передачи, при втором - усложняется управление.

3. ПРИМЕНЕНИЕ СЛОЖЕННЫХ СТРУКТУР

Обычная структура привода состоит из одной кинематической цепи, и число скоростей определяется как произведение чисел скоростей последовательно соединенных групп передач. Такая структура называется нормальной множительной ее структурная формула

$$Z = p_a \cdot p_b \cdot p_c,$$

где Z - число скоростей привода;

p_a, p_b, p_c - числа скоростей первой, второй, третьей и т.д. групп передач.

Сложенной 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 низких скоростей. Общее число скоростей привода определяется как, сумма чисел скоростей всех кинематических цепей привода. Таким образом, сложенная структура составлена суммой множительных структур. Структурная формула при двух составляющих структурах

$$Z = Z_1 + Z_2,$$

где- число скоростей первой и второй составляющих

Z_1 и Z_2

структур. Как правило, у структур Z_1 и Z_2 есть общая часть, которую обозначим через Z^0 . Тогда

$$Z_1 = Z^0 \cdot Z' ; Z_2 = Z^0 \cdot Z'' \text{ и } Z = Z^0(Z' + Z'').$$

Если $Z_1 = Z^0$, а $Z_2 = Z^0 \cdot Z'$, то $Z = Z^0(1 + Z')$.

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 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 сложения.

Для получения низшей части диапазона дополнительные структуры последовательно присоединяются к основной.

В последующем разделе рассмотрены конкретные примеры схем привода станков со сложными структурами.

Основные достоинства сложных структур описаны во введении. К ним можно добавить еще следующие преимущества сложных структур перед простыми:

а) возможность получения почти любого (а не только кратного двум и трем) числа скоростей привода при количестве передач в любой группе не более трех;

б) резкое увеличение вариантности кинематики и конструкции привода.

Эти преимущества позволяют более точно выполнить техническое задание на проектирование станка. Если, например, задан диапазон регулирования, равный 20, при знаменателе ряда регулирования 1,26, то потребуется спроектировать привод с 14 скоростями, что нельзя сделать при обычной структуре, а при сложной структуре можно достичь многими вариантами. При большом числе вариантов привода легко выбрать вариант наиболее подходящий для заданных условий.

3.1. Примеры приводов металлорежущих станков со сложной структурой

Немногие случаи применения в станках сложных структур осуществляются без должного анализа их вариантов и с неполным использованием их возможностей. Из-за отсутствия методики проектирования и расчета приводов развитие сложных структур совершается медленно, применение в станках ограничено.

Пример 1. Токарно-винтовой станок 1А62 имеет сложную кинематическую структуру коробки скоростей, показанную на рис. 3.1.

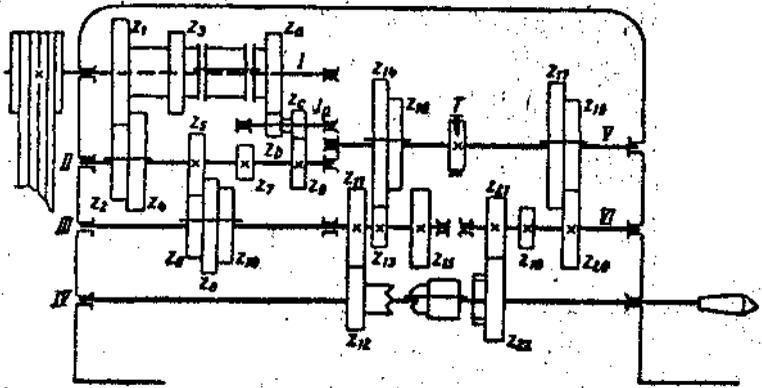


Рис.3.1. Кинематическая схема коробки скоростей токарно-винторезного станка 1А62

Первая кинематическая цепь - основная структура – обеспечивает шесть высших скоростей:

$$Z^0 = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_5 \\ z_6 \\ z_7 \\ z_8 \\ z_9 \\ z_{10} \end{bmatrix} = 2 \cdot 3 = 6.$$

Они передают на шпиндель с помощью постоянной передачи

$$i_n^0 = \frac{z_{11}}{z_{12}}.$$

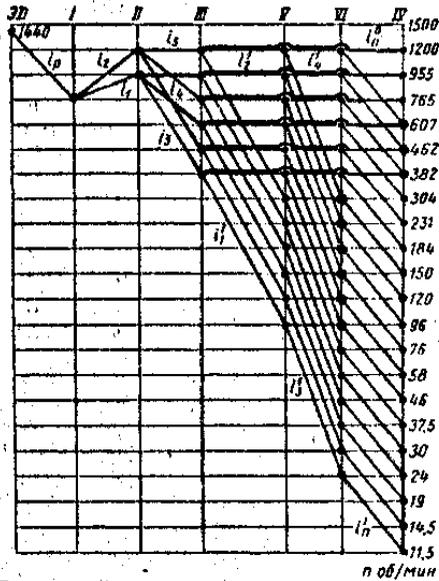


Рис. 3.2. Диаграмма чисел оборотов токарно-винторезного станка мод. 1А62

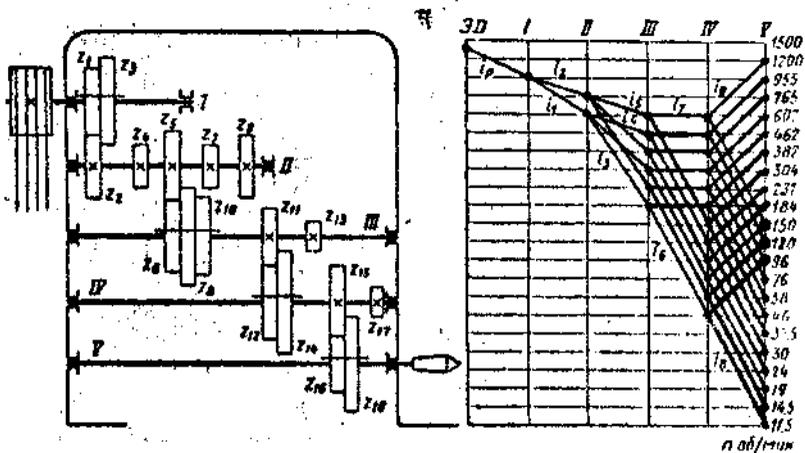


Рис. 3.3. Кинематическая схема и диаграмма чисел ор оборотов привода на 21 скорость

Для получения 24 низших скоростей к основной структуре последовательно подключается дополнительная структура Z' , которая соединена со шпинделем постоянной передачей $i'_n = \frac{z_{21}}{z}$:

$$Z' = \begin{bmatrix} \frac{z_{13}}{z_{14}} \\ \frac{z_{15}}{z_{16}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{z_{17}}{z_{18}} \\ \frac{z_{19}}{z_{20}} \end{bmatrix} = 2 \cdot 2 = 4.$$

Структурная формула привода вследствие совпадения 9 скоростей привод имеет 21 скорость (см. диаграмму чисел оборотов станка 1А62), (рис. 3.2).

$$Z = Z^0 \cdot i_n^0 + Z^0 \cdot Z' \cdot i_n'' = Z^0 (i_n^0 + Z' \cdot i_n'') = 2 \cdot 3 (i_n^0 + 2 \cdot 2 \cdot i_n'') = 30.$$

То же число скоростей $Z=21$ при знаменателе ряда регулирования $\varphi = 1,26$ можно получить и обычным множительным приводом с $Z = 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 = 24$, и с совпадением на выходе трех скоростей (рис. 3.3). Но тогда будут утрачены все преимущества сложенных структур и потребуются нежелательная ускорительная передача ig с предельным передаточным отношением, равным двум, которой нет в коробке скоростей станка 1А62. Станок 1А62 был заменен более совершенной моделью 1К62 (рис. 3.4). В сложенную структуру коробки скоростей принципиальных изменений не внесено, структурная формула осталась той же. Повышением передаточного отношения i_n^0 до 1,58 удалось уменьшить число совпадающих скоростей до 7 и увеличить число скоростей станка до 23 (рис. 3.5).

Привод с обычной структурой при $\varphi = 1,26$ может иметь 23 скорости только при $Z = 2 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 2 = 36$ и 13 совпадающих скоростях, а также при наличии предельных ускоряющих передаточных отношений, что явно не выгодно. Другие случаи, например $Z = 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 = 24$ при одной совпадающей скорости или $Z = 3 \cdot 3 \cdot 3 = 27$ при четырех совпадающих скоростях, не осуществимы из-за выхода передаточных отношений за допускаемые пределы.

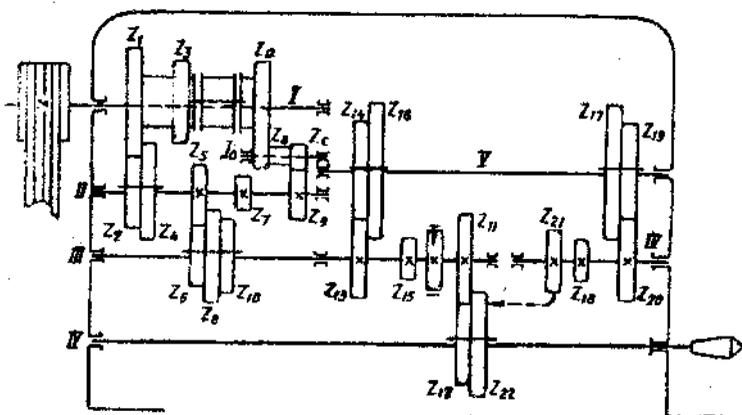


Рис. 3.4. Кинематическая схема коробки скоростей токарно-винторезного станка мод. 1К62

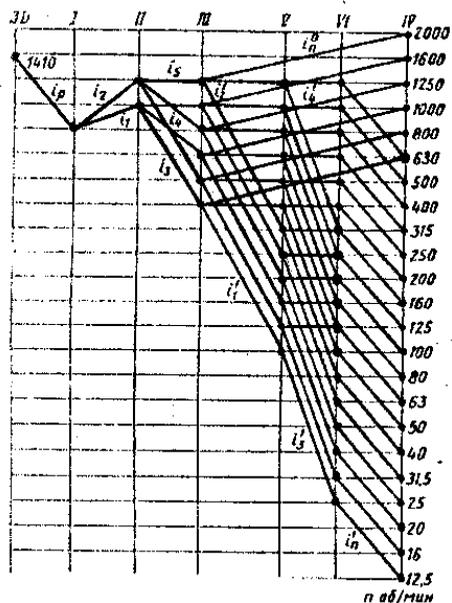


Рис. 3.5. Диаграмма чисел оборотов токарно-винторезного станка мод. 1К62

В станке 1К62 достоинства сложных структур использованы несколько лучше, чем в предыдущей модели.

Сложенная структура применена в радиально-сверлильном станке 2А53 (рис. 3.6). Основная его структура рассчитывается по формуле

$$Z^0 = Z_{эд} \cdot \frac{z_a}{z_b} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \cdot z_4 \\ z_4 \cdot z_5 \end{bmatrix} = 2_{эд} \cdot 2 = 4.$$

Основная сложенная структура получает движение от двухскоростного двигателя и передает его либо на первую дополнительную структуру, рассчитываемую по формуле

$$Z^1 = \begin{bmatrix} z_2 \\ z_6 \\ z_7 \\ z_8 \end{bmatrix} = 2,$$

либо на вторую, дающую всего одну скорость и состоящую из одних постоянных передач. Она рассчитывается по формуле

$$Z'' = \frac{z_9}{z_{10}} \frac{z_{11}}{z_8} = 1$$

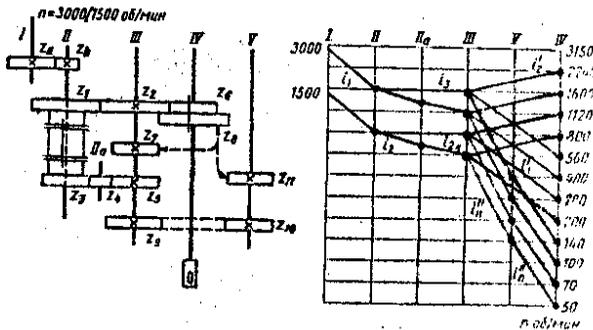


Рис. 3.6. Кинематическая схема коробки скоростей и диаграмма чисел оборотов радиально-сверлильного станка мод. 2А53

Структурная формула привода

$$Z = Z^0 \cdot Z' + Z^0 Z'' = 2_{\text{эд}} \cdot 2 \cdot 2 + 2_{\text{эд}} \cdot 2 \cdot 1 = 12.$$

В радиально-сверлильном станке фирмы Heller также использовано сочетание двухскоростного двигателя и сложной структуры (рис. 3.7.).

Основная структура данного станка рассчитывается по формуле

$$Z^0 = Z_{\text{эд}} \cdot \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix} = 2_{\text{эд}} \cdot 2 = 4.$$

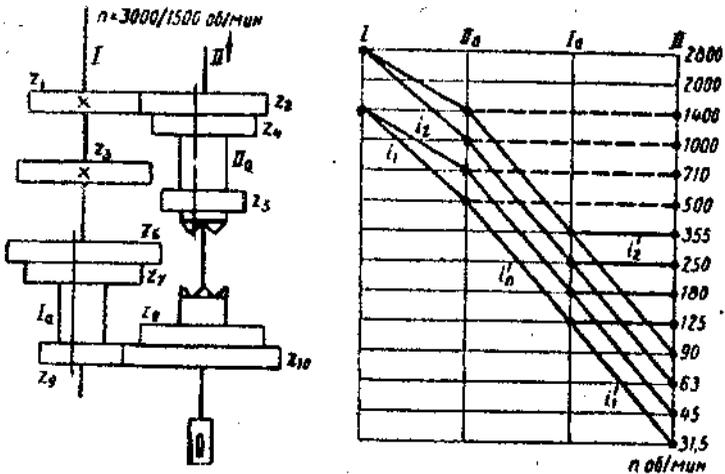


Рис. 3.7. Кинематическая схема коробки скоростей и диаграмма чисел оборотов радиально-сверлильного станка фирмы Heller

Структура передает движение либо непосредственно на шпиндель через зубчатую муфту, либо через постоянную передачу $i'_n = \frac{z_5}{z_6}$ на дополнительную структуру, рассчитываемую по формуле

$$Z' = \left[\begin{array}{c} \frac{z_7}{z_8} \\ \frac{z_9}{z_{10}} \end{array} \right] = 2.$$

Структурная формула привода рассчитывается по формуле

$$Z = Z^0(1 + i'_n \cdot Z') = 2_{\text{эд.}} \cdot 2(1 + 2) = 12.$$

Кинематические схемы этих станков просты, но требуют применения двухскоростного электродвигателя.

Сложная структура применена также в радиально-сверлильном станке фирмы WMW (рис. 3.8.).

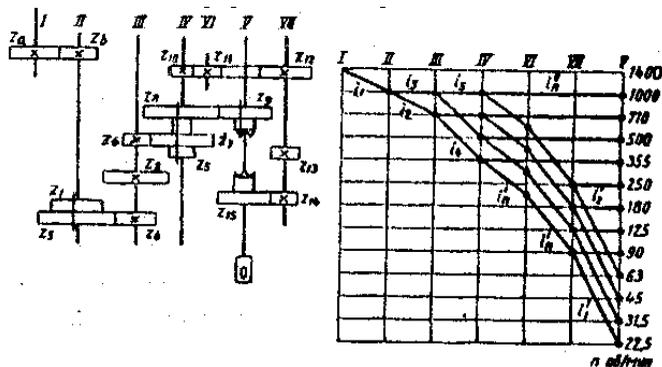


Рис. 3.8. Кинематическая схема коробки скоростей и диаграмма чисел оборотов радиально-сверлильного станка фирмы WMW

Основная структура данного станка рассчитывается по формуле

$$Z^0 = \left[\begin{array}{c} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{array} \right] \cdot \left[\begin{array}{c} z_2 \\ z_5 \\ z_6 \\ z_7 \end{array} \right] = 2 \cdot 2 = 4.$$

Она передает движение через постоянную передачу $i_n^0 = \frac{z_8}{z_9}$

на шпиндель, а через две постоянные передачи

$$\frac{z_{10}}{z_{11}} \text{ и } \frac{z_{11}}{z_{12}}$$

дополнительную структуру

$$Z' = \left[\begin{array}{c} z_{13} \\ z_9 \\ z_{14} \\ z_{15} \end{array} \right] = 2.$$

Структурная формула привода

$$Z = Z^0 \cdot i_n^0 + i'_n \cdot i'_n \cdot Z' = 2 \cdot 2 \cdot i_n^0 + 2 \cdot 2 \cdot i'_n \cdot i'_n \cdot 2 = 12.$$

И в этом станке возможности сложных структур использованы не полностью.

Привод на 12 скоростей возможен при наличии меньшего количества конструктивных элементов. Например, привод со структурной формулой вида

$Z = Z^0 + Z^0 \cdot Z' = 3 + 3 \cdot 3 = 12$ при наличии зубчатой муфты на валу шпинделя имеет на три зубчатых колеса меньше, чем привод станка фирмы WMW. Количество валов сокращается с

шести до четырех, что влечет за собой укорочение кинематической цепи и увеличение КПД привода.

Пример 2. Токарно-револьверный станок 1П365 имеет своеобразную схему привода главного движения, которая содержит сложенную структуру (рис. 3.9.). В этой схеме основная структура, рассчитываемая по формуле:

$$Z^0 = \frac{z_3}{z_7} \begin{bmatrix} \frac{z_8}{z_9} \\ \frac{z_{10}}{z_{11}} \\ \frac{z_{12}}{z_{13}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{z_{14}}{z_{15}} \\ \frac{z_{16}}{z_{17}} \end{bmatrix} = 1 \cdot 3 \cdot 2 = 6,$$

конструктивно расположена после дополнительной структуры, рассчитываемой по формуле: $Z' = \frac{z_4}{z_5} \cdot \frac{z_6}{z_7}$, имеющей только одно общее передаточное отношение.

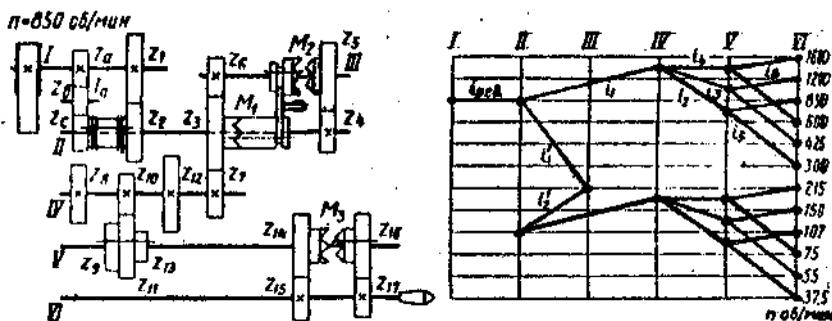


Рис. 3.9. Кинематическая схема коробки скоростей и диаграмма чисел оборота токарно-револьверного станка мод. 117365

Верхняя часть диапазона регулирования привода получается по короткой кинематической цепи, являющейся основной структурой, а нижняя часть диапазона по длинной цепи $z' \cdot z^0$.

Структурная формула данного привода имеет вид

$$Z = Z^0 + Z' \cdot Z^0 = (1 + Z')Z^0 = (1 + 1 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 2 \cdot 3 = 12.$$

Станок 1Ф62 был заменен более совершенной моделью 1К62(рис. 3.4).

4. НАСТРОЙКА ТОКАРНЫХ СТАНКОВ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ РАБОТ

Для большинства металлорежущих станков независимо от их сложности методика наладки одинакова. Она заключается в сообщении исполнительным органам станка согласованных друг с другом движений для обработки определенных деталей. Наладка станка требует расчета передаточного отношения органа наладки скоростей цепи для получения заданной частоты вращения шпинделя и передаточного отношения органа наладки цепи для осуществления заданной подачи.

Для этой цели намечают расчетную кинематическую цепь, составляют расчетные перемещения конечных звеньев этой цепи и управление кинематического баланса, из которого выводят формулу наладки цепи. *Уравнением кинематического баланса* называют уравнение, связывающее расчетные перемещения конечных звеньев кинематической цепи. Оно служит основой для определения передаточных отношений органа наладки. Конечные звенья могут иметь как вращательное, так и прямолинейное движение. Если оба конечных звена вращаются, то расчетные перемещения этих звеньев условно записывают так: $n_n \cdot \text{мин}^{-1} \rightarrow n_k \cdot \text{мин}^{-1}$.

Стрелка в этой записи заменяет слово «соответствует». По этим расчетным перемещениям составляют уравнение кинематического баланса данной кинематической цепи:

$$n_n i_{пост} i_x \rightarrow n_k \cdot \text{мин}^{-1},$$

где n_k - частота вращения в минуту конечного звена органа наладки; n_n — частота вращения в минуту начального звена органа наладки; $i_{пост}$ - постоянное передаточное отношение органа наладки; i_x - искомое передаточное отношение органа наладки.

Решая уравнение кинематического баланса относительно i_x , получим формулу наладки рассматриваемой кинематической цепи.

Если одно из конечных звеньев имеет вращательное движение, а другое - прямолинейное, то при подаче, выраженной в миллиметрах на один оборот начального звена, расчетные перемещения можно записать так:

1 оборот начального звена $\rightarrow S$ мм продольного перемещения конечного звена.

Уравнение кинематического баланса будет иметь вид

$$1 \text{ оборот начального звена } i_{пост} i_x l = S,$$

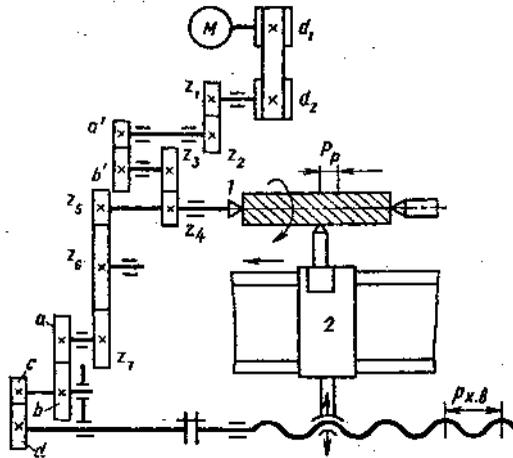


Рис. 4.1. Упрощенная кинематическая схема токарно-винторезного станка

где l - перемещение кинематической пары, преобразующей вращение гайки за один оборот винта), мм; $l = Z p_{\text{в}}$ (здесь Z - число заходов винта; $p_{\text{в}}$ - шаг винта, мм).

Пример. Необходимо произвести наладку токарно-винторезного станка (схема станка условная) на нарезание резьбы (рис. 4.1).

Шпиндель 1 получает вращение от электродвигателя ($n_{\text{эл}} = 960 \text{ мин}^{-1}$) через ременную передачу со шкивами $d_1 = 100 \text{ мм}$ и $d_2 = 250 \text{ мм}$, зубчатую

пару $\frac{z_3}{z_4}$ ($z_3 = 25$; $z_4 = 48$), смен-

ных зубчатых колес $\frac{n'}{b'}$ и зубчатые колеса

Резец, укрепленный на суппорте 2, получает прямолинейное движение вдоль оси заготовки от ходового винта ($p_{\text{х в}}$

= 8 мм), который приводится во вращение от шпинделя 1 через передачу цилиндрических колес $\frac{z_5 z_6}{z_6 z_7}$ ($z_5 = 20$; $z_6 = 60$; $z_7 = 40$) и сменные зубчатые колеса $\frac{a c}{b d}$.

Чтобы на подобном станке можно было нарезать резьбу на заготовке, необходимо сообщить резцу вполне определенное по отношению к частоте вращения шпинделя прямолинейное движение вдоль оси заготовки. Частота вращения шпинделя, мин⁻¹

$$n_{\text{шп}} = 1000 \sqrt{\pi d},$$

где v - скорость резания, м/мин; d - диаметр заготовки, мм.

Вращение шпинделя с заготовкой в данном примере является главным движением, а движение резца вдоль оси заготовки - движением подачи.

Прежде всего проведем расчет наладки кинематической цепи главного движения. Для этого составим уравнение кинематического баланса от электродвигателя к шпинделю (заготовки) из условия, что шпиндель должен получать $n_{\text{шп}} \text{ мин}^{-1}$ (расчетные перемещения $n \text{ мин}^{-1}$ электродвигателя

шпинделя):

$$n_{\text{эл}} \frac{d_1 z_1 a' z_3}{d_2 z_2 b' z_4} = n_{\text{шп}} \rightarrow n \text{ мин}^{-1}$$

шпинделя):

В этом уравнении все величины известны, кроме отношения

$$\frac{a'}{b'} = \frac{d_2 z_2 z_4 n_{\text{шп}}}{d_1 z_1 z_3 n_{\text{эл}}} = \frac{250 \cdot 50 \cdot 48 \cdot n_{\text{шп}}}{100 \cdot 30 \cdot 25 \cdot 960} = \frac{n_{\text{шп}}}{120}.$$

шпинделя

Если вместо $n_{\text{шп}}$ подставить его значение, выраженное через скорость резания $n_{\text{шп}} = 1000 \sqrt{\pi d}$ (скорость резания находят по справочнику режимов резания), то получим

$$\frac{a'}{b'} = \frac{n_{\text{шпн}}}{120} = \frac{1000v}{\pi \cdot d \cdot 120} \approx \frac{2,6v}{d}$$

Подобрав сменные колеса $\frac{a'}{b'}$, осуществляем наладку цепи частоты вращения шпинделя.

Теперь проведем расчет наладки кинематической цепи движение подачи. Для этого составим уравнение кинематического баланса от шпинделя к хвостовому винту из расчета, чтобы за один оборот шпинделя резец переместился вдоль оси заготовки на величину шага P нарезаемой резьбы (расчетные перемещения 1 оборот шпинделя продольного перемещения

резца):
$$100 \text{ шпн} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_6}{z_7} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot p_{x.v} = P \rightarrow P \text{ мм}$$

В этом выражении все величины известны, кроме

$$\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_7}{z_6} \cdot \frac{P}{p_{x.v}} = \frac{60}{20} \cdot \frac{40}{60} \cdot \frac{P}{8} = \frac{P}{4}$$

$$\text{или } \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{P}{4}$$

Если обозначить передаточное отношение от шпинделя

до сменных зубчатых колес $\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$ через $i_{\text{пост}}$, то в общем случае

будем иметь
$$\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{P}{i_{\text{пост}} \cdot p_{x.v}}$$
. Подобрав сменные зубчатые

колеса $\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$, произведем наладку цепи движения подачи.

При наладке станков в общем случае необходимо: 1) по технологическому процессу обработки детали установить характер движений в станке и их взаимосвязь; 2) определить все

кинематические цепи, по которым будет осуществляться движение; 3) составить соответствующие уравнения кинематической цепей, связывающих попарно рабочие органы станка; 4) по полученным передаточным отношениям вычислить и подобрать сменные зубчатые колеса и т. п.

При составлении уравнения кинематической цепи безразлично, в каком порядке рассматривается эта цепь - от первого элемента ее (считая в направлении передачи движения) к последнему или от последнего к первому.

Обработка конуса поворотом резцовых салазок. Резцовые салазки 1 (рис.42, а) повернуты на угол ρ , равный углу уклона конуса α заготовки 3. При этом перемещение салазок с помощью винта 2 производится вручную по направлению, параллельному образующей конуса. Длина хода салазок должна быть больше длины конуса заготовки, т.е. больше угол

$$\frac{H}{\cos \alpha}$$

установка резцовых салазок β равен углу уклона конуса α , т.е.

$$\beta = \alpha$$

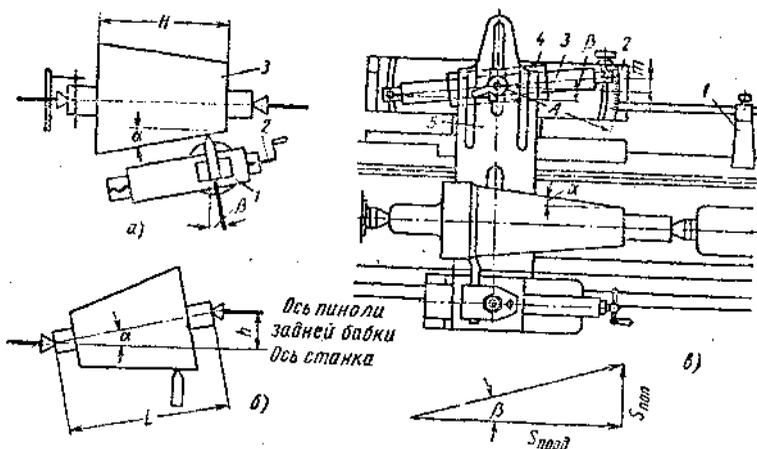


Рис. 4.2 Способы обработки конических поверхностей

Угол поворота отсчитывается по шкале поворотной части суппорта. Преимущества этого способа: а) оси центровых гнезд совпадают с геометрической осью конуса (технологически очень важно); б) возможности обработки конуса с большим углом уклона, до 45°; в) возможность обработки внутренних конусов. Недостатками являются ручная подача и небольшая длина обработки, предопределяемая длиной хода салазок. **Обработка конуса смещением центра задней бабки.** Ось смещения в поперечном направлении на величину h (рис. 4.2, б). Чертеж рассматривается в плане. Величина смещения определяется по формуле

$$h = L \sin \alpha,$$

где h - величина смещения центра задней бабки в мм; L - длина оправки в мм. Резец движется механически параллельно оси станка, т.е. вдоль образующей конуса. Преимущества метода - механическая подача и достаточно большая длина обработки, недостатки - несовпадение осей центровых гнезд с осью конуса и малый угол наклона конуса.

Обработка конуса с помощью конусной линейки.

Основание 2 линейки (рис. 4.2, в) монтируется сзади станины на кронштейне 1. На основании 2 устанавливается под углом направляющая 3, по которой перемещается ползун 4. Ползун связан с поперечным суппортом 5. Во время продольного перемещения суппорта по направляющим станины ползун 4 также перемещается по направляющей 3, но, одновременно перемещаясь и в поперечном направлении (ввиду установки под углом направляющей 3), увлекает и поперечный суппорт. Таким образом, резец при обработке конической поверхности получает два одновременно равномерных движения: в продольном через коробку подач и в поперечном от направляющей в 3 направлениях.

Из графика движения видно, что

$$\frac{s_{\text{поп}}}{s_{\text{прод}}} = \lg \beta, \text{ где } s_{\text{поп}} \text{ и } s_{\text{прод}}$$

- соответственно поперечное и продольное перемещение резца. Направляющая линейка 3 устанавливается под углом β . Угол установка линейки $\beta = \alpha$. Преимуществами этого способа являются механическая подача, совпадение осей центровых гнезд с осью конуса, большая длина обрабатываемой детали. Недостатком является малый угол уклона до 10° .

Иногда смещение линейки на угол β измеряется по шкале (в мм), где величина смещения m определяется по формуле

$$m = A \operatorname{tg} \alpha .$$

Пример. Произвести настройку для обработки конуса с углом уклона $\alpha = 8^\circ$ при длине оправки $L = 115 \text{ мм}$.

По первому способу устанавливаем резцовые салазки на угол $\beta = 8^\circ$, по второму способу заднюю бабку смещаем на величину $h = L \sin \alpha = 115 \sin 8^\circ = 16 \text{ мм}$; по третьему способу копирную линейку устанавливаем на угол $\beta = 8^\circ$

Следует отметить, что резцовую головку, заднюю бабку и линейку устанавливают предварительно и после одного или двух проходов резца корректируют их до получения точного угла уклона, который проверяется по втулке или по контрольной оправке для отверстий.

Нарезание резьб на винтовых станках без коробок подачи. Настройка на шаг резьбы производится сменными колесами гитары из следующего соотношения: за 1 оборот детали перемещение резца соответствует шагу нарезаемой резьбы. Кинематическая цепь показана на рис. 4.3; уравнение ее имеет вид:

$$1 \text{ об. дет.} \cdot i_{mp} x t_{x.v} = T_{н.р.},$$

где i_{mp} - передаточное отношение трензеля (в большинстве случаев $i_{mp} = 1$);

x - передаточное отношение сменных колес гитары; $t_{x.v}$ - шаг ходового винта; $T_{н.р.}$ - шаг нарезаемой резьбы.

Из уравнения кинематической цепи находим передаточное отношение сменных колес гитары

$$x = \frac{T_{н.р}}{l_{х.в}} \quad \text{при} \quad i_{mp} = 1.$$

Для многозаходных резьб шаг нарезаемой резьбы $T_{в.л}$ соответствует расстоянию между витками одного и того же захода. Если $T_{н.р}$ - расстояние между соседними витками, а k - число заходов, то $T_{в.л} = T_{н.р} k$.

Подбор чисел зубьев сменных колес. Приняв x как передаточное отношение сменных колес, можно представить отношение чисел зубьев ведущих колес к числам зубьев ведомых. Очень часто передаточное отношение определено в виде сложного дробного выражения. Наиболее быстрый подбор сменных колес в этом случае можно выполнить по таблицам, при отсутствии их можно использовать метод непрерывных дробей.

Условия сцепляемости сменных колес в гитаре. После подбора чисел зубьев необходимо проверить их на условия сцепляемости. Для вывода условий воспользуемся рис. 4.3 • Расстояние между осями колес l_1 и l_2 должно соответствовать

$$\frac{am}{2} + \frac{bm}{2} = l_1 \quad \text{и} \quad \frac{cm}{2} + \frac{dm}{2} = l_2.$$

условиям Вынося за скоб-

$$\frac{m}{2} (a + b) = l_1 \quad \text{и} \quad \frac{m}{2} (c + d) = l_2,$$

ки $\frac{m}{2}$ получим

где m - модуль зацепления мм; а, б, с, d - числа зубьев колес.

Для сцепления колес можно из чертежа увидеть следующую

$$l_1 > \frac{cm}{2} \quad \text{и} \quad l_2 > \frac{bm}{2}.$$

щее:

Переписав значения l_1 и l_2 получим неравенства

$$\frac{m}{2}(a+b) > \frac{cm}{2} \text{ и } \frac{m}{2}(c+d) > \frac{bm}{2};$$

сократив на $\frac{m}{2}$, получим $a+b > c$ и $c+d > b$. окончательно условия сцепляемости

Например, сцепление колес в виде $\frac{40}{127} \cdot \frac{90}{30}$ невозможно, потому что сумма чисел зубьев колес (90 + 30) меньше 127, а

колес в виде $x = \frac{a}{b}$ для однопарной гитары и $x = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$ для двухпарной, где a и c - числа зубьев ведущих колес; b и d - числа зубьев ведомых колес (см. рис. 4.1.)

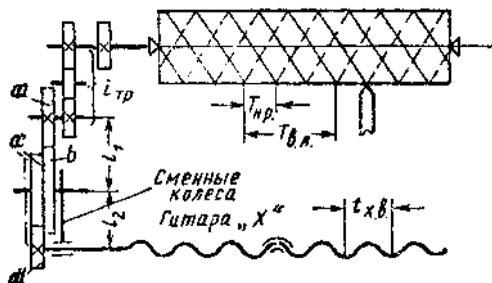


Рис. 4.3. Принципиальная схема цепи нарезания резьбы

Применяют два наиболее распространенных набора сменных колес: 1) пятковый набор (число зубьев колес кратно пяти): 20, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, ПО, 115, 120.

2) четный набор (число зубьев колес кратно четырем): 20, 20, 24, 28, 32, 36, 40, 44, 48, 52, 56, 60, 64, 68, 72, 76, 80, а также дополнительные: 87, 97, 127, 157.

$$x = \frac{4}{9}$$

Подбор производят следующим образом. Пусть

Умножая числитель и знаменатель на коэффициент 5 (ближайшее значение, чтобы получить $z_{min} = 20$), имеем отношение

$$x = \frac{4 \cdot 5}{9 \cdot 5} = \frac{20}{45},$$

> которое можно составить из пяткового набора.

Иногда можно разбить дробь на произведение двух дробей, сохраняя значение общего передаточного отношения:

$$x = \frac{120}{127} = \frac{40 \cdot 3}{127} = \frac{90}{30} \cdot \frac{40}{127} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$$

оно должно быть больше, но сцепление колес в виде $\frac{90}{30} \cdot \frac{40}{127}$ возможно, так как удовлетворяет двум условиям:
и $(40 + 127) > 30$. $(90 + 30) > 40$

Нарезание многозаходной резьбы. Шаг многозаходной резьбы равен расстоянию между соседними витками одного и того же захода (рис. 4.3). Настройку станка производят по вышеуказанному шагу $T_{в.л}$. Если обозначить: $T_{н.р}$ - расстояние между $T_{в.л} = T_{н.р} \cdot k$ соседними витками, а k - число заходов, то получим

После прорезки первого захода размыкают кинематическую цепь шпинделя с ходовым винтом, поворачивают

$$\frac{1}{k}$$

шпиндель заготовки на величину $\frac{1}{k}$, после чего вновь замыкают кинематическую цепь. Точный поворот шпинделя осуществляется либо специальным патроном, либо поворотом ведущего колеса гитары, число зубьев которого кратно числу заходов.

При нарезании питчевых или модульных резьб приходится заменять число n приближенным значением отношений целых чисел:

$$\pi = \frac{47 \cdot 127}{4 \cdot 5 \cdot 95} \text{ (погрешность } - 0,0005\text{);}$$

$$\pi = \frac{12 \cdot 127}{97 \cdot 5} \text{ (погрешность } + 0,021\text{);}$$

$$\pi = \frac{19 \cdot 21}{127} \text{ (погрешность } + 0,004\text{);}$$

$$\pi = \frac{22}{7} \text{ (погрешность } + 0,004\text{); } \pi = \frac{157}{50} \text{ (погрешность } - 0,05\text{).}$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов /Под. ред. В.Э. Пуша. М.: Машиностроение, 1985. 375 с.
2. Металлорежущие станки; Учебное пособие для втузов /Под. ред. Н.С. Колева. М.: Машиностроение, 1980. 350 с.
3. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1977. 293 с.
4. Ачеркан Н.С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1962. 814 с.
5. Воронов А.Л. , Гребенкин ПА. Коробки передач металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1964. 185 с.
6. Металлорежущие станки /Под. ред. Н.С. Ачеркана. М.: Машиностроение, 1965. Т.1. 764 с.
7. Тарзиманов Т.А. Проектирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1980. 288 с.
8. Соколов Ю.Н., Левин А.И. Пути автоматизации расчетно-конструкторских работ в станкостроении Станки и инструмент, 1976 №8, С. 3-5.
9. Аршанский М.М., Лизогуб В.А., Козлов В.И. Автоматизированное проектирование узлов металлорежущих станков. М.: ВЗМИ, 1974 . 75 с.
10. Беляев В.Г. Расчет механической части привода подачи станков с ЧПУ. Станки и инструмент. 1982, №3,С. 11-14.
11. Пуш В.Э., Пигерт Р., Сосонкин В.П. Автоматические станочные системы. М.: Машиностроение, 1982,,318 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Кинематика металлорежущих станков	8
1.1. кинематическая схема станка модели 1К62	10
1.2. Условные обозначения для кинематических схем	12
1.3. Условные обозначения для гидравлических схем	24
1.4. Приводы и механизмы для бесступенчатого изменения скорости вращения	29
1.5. Механизмы для ступенчатого изменения скорости	33
1.6. Механизмы для реверсивного движения	37
1.7. Механизмы для прямолинейного поступательного движения	41
1.8. Механизмы для получения прерывистых движений	46
1.9. Прочие типовые механизмы металлорежущих станков	50
2. Механизмы для ступенчатого изменения чисел оборотов	54
2.1. Элементарные механизмы коробок скоростей и подач	54
2.2. Разработка кинематической схемы и кинематический расчет коробок скоростей и подач	68
2.3. Определение чисел зубьев зубчатых коробок скоростей и подач	82
3. Применение сложенных структур	89
3.1. Примеры приводов металлорежущих станков со сложенной структурой	91
3. Настройка токарных станков для выполнения различных работ	101
Список литературы	113

Учебное пособие

Трофимов Владимир Владимирович
Трофимов Владимир Тимофеевич
Трофимов Юрий Владимирович

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ

В авторской редакции

Компьютерный набор Е.Е. Ярлыковой

Подписано к изданию 08.12.2008

Уч. изд. л.6,0

ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический
университет»

394026 Воронеж, Московский просп., 14