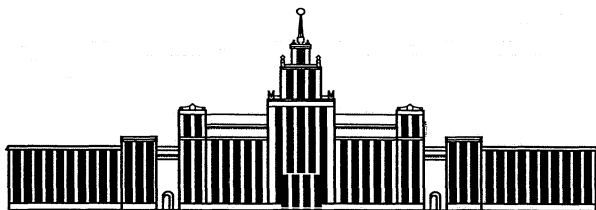

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**



ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

621.92(07)
С502

С.Д. Сметанин

**РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРОБКИ
СКОРОСТЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА**

Учебное пособие для курсового проектирования

Челябинск
2020

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Филиал ЮУрГУ в г. Миассе
Машиностроительный факультет
Кафедра «Технология производства машин»

621.92(07)
С502

С.Д. Сметанин

РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА

Учебное пособие для курсового проектирования

Челябинск
Издательский центр ЮУрГУ
2020

УДК [621.92.06.001.4](076.5)
С502

Одобрено
учебно-методической комиссией
машиностроительного факультета филиала ЮУрГУ в г. Миассе

Рецензенты:
В.В. Ерофеев, Е.А. Крюков

Сметанин, С.Д.

С502 Расчёт и проектирование коробки скоростей металлорежущего станка: учебное пособие для курсового проектирования / С.Д. Сметанин. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2020. – 66 с.

В пособии приведены методика и основные этапы расчета приводов главного движения металлорежущих станков различных типов. Излагаются теоретические основы и практические рекомендации по расчету и конструированию коробок скоростей в необходимом для курсового проектирования объеме. Содержит информацию о кинематическом, силовом расчетах привода, построении графиков частот вращения и структурных сеток, выполнении компоновки коробки скоростей и ее оптимизации.

Пособие предназначено для студентов по направлениям 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» при изучении курса «Оборудование машиностроительных производств» всех форм обучения.

УДК [621.92.06.001.4](076.5)

© Издательский центр ЮУрГУ, 2020

ВВЕДЕНИЕ

Профессиональная деятельность инженера требует решения вопросов, связанных с обеспечением прочности, надежности, заданной долговечности станков при их минимальных размерах и металлоемкости. Эти вопросы становятся особенно актуальны при разработке приводов движения станков, направляющих и тяговых устройств, поскольку их работоспособность и габариты в значительной мере влияют на эксплуатационные показатели технологического оборудования в целом.

Курсовой проект по дисциплине «Оборудование автоматизированных производств» является важным этапом проектно-конструкторской подготовки бакалавра по направлению: 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». Работа над проектом формирует новые знания по направлению и способствует практическому применению и закреплению знаний, полученных при изучении дисциплин «Технологические процессы в машиностроении», «Теория механизмов и машин», «Соппротивление материалов», «Детали машин и основы конструирования», а также специальных дисциплин «Процессы и операции формообразования», «Основы технологии машиностроения» и курса «Оборудование отрасли», которые являются основой проекта. Настоящее пособие предназначено для самостоятельного выполнения курсового проекта по дисциплине «Оборудование автоматизированных производств».

Проектная часть включает кинематический расчет привода главного движения металлорежущих станков, описание построения структурных сеток и графиков частот вращения, силовой расчет, расчет валов и зубчатых передач.

В конструкторской части выполняется компоновка коробки скоростей, конструирование шпиндельного узла, расчет подшипников и разработка CAD-модели коробки скоростей.

Также приводится описание общей структуры проекта и требований, предъявляемых к его содержанию.

1. СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТА И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ЕГО СОДЕРЖАНИЮ

Курсовой проект по дисциплине «Оборудование автоматизированных производств» выполняется по индивидуальному заданию под руководством руководителя проекта, назначенного из числа преподавателей кафедры. Курсовой проект должен состоять из расчетно-пояснительной записки и графической части.

Расчетно-пояснительная записка должна иметь 25-30 листов формата А4 машинного текста. Расчетно-пояснительная записка пишется на одной стороне листа белой бумаги формата А4 по ГОСТ 2.301-72 с интервалом между строками 8-10 мм. Выравнивание текста по ширине. Вся текстовая документация проекта имеет основную надпись. Основная надпись аннотации, как заглавного листа, выполняется по форме 2 ГОСТ 2.104-72. Основная надпись всех последующих листов выполняется по форме 2а ГОСТ 2.104-72.

Расстояние от рамки до границ текста рекомендуется оставлять: в начале строк – не менее 5 мм, в конце строк – не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней рамки документа должно быть не менее 10 мм. Расстояние между заголовком и последующим текстом должно быть равно трем межстрочным интервалам (от 24 до 30 мм). Расстояние между заголовком и последней строчкой предыдущего текста (для тех случаев, когда конец одного и начало другого подразделов размещаются на одной странице) должно равняться четырем межстрочным интервалам от 32 до 40 мм.

Нумерация листов пояснительной записки должна быть сквозной: первым листом является титульный лист, вторым – задание, третьим – аннотация и т.д. Номер листа проставляют арабскими цифрами в основной надписи. На листах 1 и 2 (титульный лист и задание) номера листов не ставят.

Если в пояснительной записке содержатся рисунки и таблицы, которые располагаются на отдельных листах, их необходимо включать в общую нумерацию. Если рисунок или таблица расположены на листе формата больше А4, что не рекомендуется, их следует учитывать как один лист. Номер листа в этих случаях можно не проставлять. Список литературы и приложения необходимо включать в сквозную нумерацию.

Все оформление расчетно-пояснительной записки должно соответствовать общим требованиям к текстовым документам по ГОСТ 2.105-72. Расчетно-пояснительная записка должна включать в себя:

- титульный лист;
- задание на курсовой проект;
- аннотацию;
- содержание (оглавление);
- основную часть;
- список литературы;
- приложения.

Объем графической части курсового проекта должен составлять 1 лист формата А1 ГОСТ 2.301-72. Примерное расположение материала проекта следующее:

- общий вид и кинематическая схема коробки скоростей;
- развертка коробки скоростей;
- свертка коробки скоростей.

Чертежи рекомендуется выполнять в масштабе 1:1, применяя уменьшающие масштабы только для крупных коробок.

Весь объем графической части оформляется в курсовом проекте как последнее по номеру, самостоятельное (не сшитое с расчетно-пояснительной запиской) приложение, о чем в разделе «Содержание» пояснительной записки делается запись с полным перечнем наименований и количества листов.

Требования к графической части проекта основаны на выполнении чертежей в соответствии с ЕСКД. Оформление сборочных чертежей осуществляется по ГОСТ 2.109-73. Они должны содержать:

- габаритные размеры;
- размеры и предельные отклонения (посадки), определяющие характер сопряжения;
- размеры и предельные отклонения, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сборочному чертежу (например, межосевые расстояния);
- установочные и присоединительные размеры;
- номера позиций составных частей;
- основные технические характеристики и технические требования изделия.

Кинематические схемы выполняют в соответствии с требованиями ГОСТ 2.703-72, а элементы на схемах изображают условными графическими обозначениями по ГОСТ 2.770-72.

На выполненный курсовой проект составляется спецификация по ГОСТ 2.108-72 оформленная как приложение расчетно-пояснительной записки. В спецификацию курсового проекта входят разделы:

- документация;
- сборочные единицы;
- детали;
- стандартные изделия.

Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают.

Сроки начала и окончания курсового проекта определяются учебным планом. Общий срок выполнения проекта составляет около двенадцати недель. Контрольные сроки выполнения основных этапов проекта и дата защиты указывают в задании на курсовой проект, выдаваемом индивидуально каждому студенту.

Условием успешного и своевременного выполнения курсового проекта является еженедельная систематическая работа студента и строгое соблюдение

сроков индивидуального задания, что обеспечивается регулярностью консультаций у руководителя.

Законченный курсовой проект за два дня до защиты представляется для просмотра руководителю проекта, который решает вопрос о допуске к защите на комиссии. Если проект выполнен не в соответствии с заданием или на низком уровне, руководитель имеет право не подписывать проект и передать вопрос о допуске к защите на рассмотрение комиссии. Для представления проекта к защите на комиссии необходимо иметь подписи студента на расчетно-пояснительной записке (титульном листе, заглавном листах и спецификации) и листах графической части проекта. При защите проекта студенту предоставляется слово для доклада, в котором после изложения задания следует кратко осветить все узловые вопросы, решенные в проекте. При этом можно рекомендовать придерживаться порядка, принятого в пояснительной записке.

При защите проекта члены комиссии могут задавать вопросы, как по существу выполненной работы, так и по различным разделам курса лекций, на базе которых выполнялся проект.

Если студент слабо разбирается в работе представленной им конструкции, проект не защищается. При определении дифференцированной оценки за проект комиссия учитывает:

1. Правильность обоснования выбора отдельных конструктивных элементов для заданного объекта производства и выполнения проектных расчетов.
2. Умение аргументировано ответить на заданные вопросы;
3. Оформление расчетно-пояснительной записки и графической части проекта в соответствии с требованиями (выполнение требований ГОСТ и ЕСКД).
6. Своевременность получения задания, регулярность консультирования и выполнение задания в срок.

2. ПРОЕКТНАЯ ЧАСТЬ

Разработка проекта идет от общего к частному. Конструирование металло-режущего станка начинается с разработки кинематической схемы, которая определяет качество работы будущей машины и поэтому должна быть продумана очень тщательно.

Проектная часть включает основные расчеты, необходимые для определения общей структуры и основных параметров привода. Этап соответствует поиску технического решения, осуществляющегося на альтернативной основе, чтобы не упустить рациональный вариант для последующей детальной проработки. Выявляют варианты возможных принципиальных решений и проводят их анализ. Рассчитывают и выбирают исходные технические характеристики – скоростные и силовые параметры, необходимые для конструирования. К ним относятся пределы скоростей, максимально допустимая сила резания, ориентировочные размеры валов, мощность электродвигателя.

2.1. Кинематический расчет привода главного движения

Совокупность устройств, приводящих в действие рабочие органы металло-режущих станков, называют приводом. Он состоит из двигателя и механизмов, передающих движение рабочим органам (шпинделям, суппортам, столам и др.). Движение передается при помощи кинематических цепей, состоящих из отдельных пар – ременных, зубчатых, червячных, кулачковых, винтовых и т.д.

С точки зрения технологического использования станка желательно, чтобы его привод главного движения позволял устанавливать любую по величине скорость резания, необходимую по технологическому процессу обработки конкретных деталей. Поэтому целесообразно привод станка выполнять с бесступенчатым регулированием скорости. Однако в реальных условиях производства для части станочного оборудования экономически более выгодно использовать привод со ступенчатым регулированием скорости. Например, в массовом производстве приводами со ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя оснащают автоматизированные, редко переналаживаемые станки, а в единичном производстве – станки с ручным управлением, на которых режимы обработки назначаются станочником и зависят в основном от его квалификации, что не всегда совпадает с научно обоснованными режимами резания. В этих условиях снижается требование к точной настройке привода главного движения на необходимую скорость. Поэтому в настоящее время в приводах главного движения широко применяется как бесступенчатое, так и ступенчатое регулирование скорости.

Ступенчатое регулирование скорости чаще всего осуществляется с помощью передвижных блоков зубчатых колес. Поэтому целью кинематического расчета является определение оптимального варианта последовательности переключения блоков передач и оптимальных значений передаточных отношений между отдельными парами зубчатых колес, между парами зубчатых колес в группе передач, а также по всей кинематической цепи для каждой ступени ряда частот вращения.

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя R определяется через отношение его предельных частот $n_{\min}$ и $n_{\max}$, т. е.

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

Предельные частоты вращения шпинделя определяются по формулам

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot V_{\max}}{\pi D_{\min}}; \quad n_{\min} = \frac{1000 \cdot V_{\min}}{\pi D_{\max}},$$

где $V_{\min}$ и $V_{\max}$ – предельные значения скоростей резания, м/мин;

$D_{\min}$ и $D_{\max}$ – предельные значения диаметров обрабатываемых деталей или режущих инструментов, мм.

Выбор предельных расчетных диаметров обрабатываемых заготовок или режущих инструментов влияет на установление диапазона регулирования частот вращения шпинделя, а для некоторых станков – и на установление проектной мощности. Для станков токарной, сверлильной и фрезерной групп рекомендуется следующее соотношение между наибольшим и наименьшим расчетным диаметром: $D_{\max} = (4-8)D_{\min}$.

Наибольший расчетный диаметр принимается:

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

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

– для фрезерных $D_{\max} = (8-12)\sqrt{B}$,

где D , d , B – максимальный диаметр обрабатываемой детали над станиной, условный диаметр сверления и ширина стола для соответствующего станка, мм.

Расчетная частота вращения шпинделя n_p определяется через его минимальную частоту $n_{\min}$ и общий диапазон регулирования частот R , т. е.

$$n_{\min} \sqrt[4]{R} \leq n_p \leq n_{\min} \sqrt[3]{R}.$$

Частоты вращения могут располагаться по четырем известным законам: арифметического, логарифмического, гармонического и геометрического рядов. Академиком А.В. Гадолиным в 1876 г. была доказана целесообразность изменения частот вращения шпинделей в металлорежущих станках по закону геометрической прогрессии, который имеет следующий вид:

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

Тогда знаменатель геометрического ряда определяется

$$\varphi = \sqrt[z]{\frac{n_z}{n_1}} = \sqrt[z]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt[z]{R},$$

где n_1 – наименьшая частота вращения ряда;

n_z – наибольшая частота вращения ряда;

Z – число ступеней (скоростей) ряда.

Число ступеней частот вращения шпинделя

$$Z = \frac{\lg R}{\lg \varphi} + 1.$$

Стандартные знаменатели геометрического ряда φ равны: 1,06 имеет вспомогательное значение, при проектировании станков применяется редко; 1,12

при проектировании тяжелых станков, автоматов, когда требуется точная настройка на заданный режим резания; 1,26 и 1,41 при проектировании универсальных токарных, сверлильных, фрезерных и других станков; 1,58 и 1,78 при проектировании станков, обработка на которых не требует точной настройки на режим резания из-за большого вспомогательного времени; 2 имеет вспомогательное значение.

Промежуточные частоты определяются в соответствии со стандартным рядом (ГОСТ 8032 56) чисел:

1 – 1,06 – 1,12 – 1,18 – 1,25 – 1,32 – 1,4 – 1,5 – 1,6 – 1,7 – 1,8 – 1,9 – 2,0 – 2,12 – 2,24 – 2,36 – 2,5 – 2,65 – 2,8 – 3,0 – 3,15 – 3,35 – 3,55 – 3,75 – 4,0 – 4,25 – 4,5 – 4,75 – 5 – 5,3 – 5,6 – 6,0 – 6,3 – 6,7 – 7,1 – 7,5 – 8,0 – 8,5 – 9 – 9,5 – 10 – 10,6 – 11,2 – 11,8 – 12,5...

Стандартный ряд может быть задействован для построения рядов частот вращения с различными знаменателями следующим образом.

Для $\phi = 1,12 = 1,06^2$ из ряда выписывается каждый 2-й член.

Например: 10 – 11,2 – 12,5 – 14 и т. д.

Для $\phi = 1,26 = 1,06^4$ из ряда выписывается каждый 4-й член.

Например: 10 12,5 – 16 – 20 и т. д.

Для $\phi = 1,41 = 1,06^6$ из ряда выписывается каждый 6-й член.

Например: 10 – 14 – 20 – 28 и т. д.

Для $\phi = 1,58 = 1,06^8$ из ряда выписывается каждый 8-й член.

Например: 10 – 16 – 25 – 40 и т. д.

Сущность кинематического расчета нагляднее рассматривать на примере какой-либо множительной структуры. Множительной структурой называется структура, состоящая из элементарных двухваловых механизмов, последовательно соединенных между собой в одну или несколько кинематических цепей. На рис. 1 изображена кинематическая схема множительной структуры, состоящей из трех элементарных двухваловых передач: I – II, II – III, III – IV. Между соседними валами располагается группа передач.

Общее число ступеней связано с количеством и характеристиками групп передач. Из всех групп передач, последовательно расположенных в кинематической цепи привода, одна является основной. Основной группой передач называют первую в кинематической цепи, образующую начальный ряд частот вращения со знаменателем ϕ . В начальном ряду образуется столько ступеней, сколько различных передач в основной группе. Остальные группы передач называют переборными группами (первая переборная, вторая переборная и т.д.), которые служат для размножения начального ряда на весь требуемый диапазон частот вращения. Число передач в группе принимается равным двум или трем, реже – четырем, что связано с желанием сократить осевые размеры коробок скоростей.

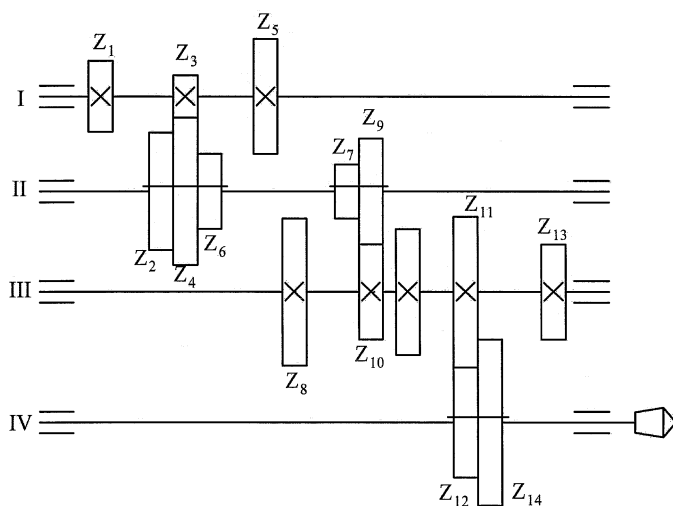


Рис. 1. Кинематическая схема множительной структуры

На рис. 2 показано упрощенное изображение множительной структуры. Она состоит из трех групп: a , b , c , при этом группа a состоит из трех передач ($Z_1 - Z_2$, $Z_3 - Z_4$ и $Z_5 - Z_6$), группа b из двух передач ($Z_7 - Z_8$ и $Z_9 - Z_{10}$) и группа c из двух передач ($Z_{11} - Z_{12}$ и $Z_{13} - Z_{14}$).

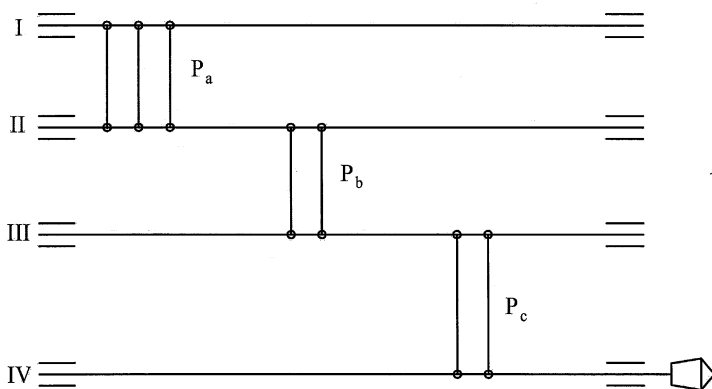


Рис. 2. Упрощенная кинематическая схема множительной структуры

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

$$Z = P_a \cdot P_b \cdot P_c = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 12.$$

Эта условная запись, определяющая число групп передач и число передач в каждой группе, называется структурной формулой множительной структуры. Последовательный порядок расположения групп передач в множительной структуре определяет ее конструктивный вариант. Число конструктивных вариантов для каждой структуры равно числу перестановок « m » групп передач:

$$K_{\text{констр}} = \frac{m!}{q!},$$

где m – число передач;

q – число групп с одинаковым числом передач.

Для примера на рис. 1.2 получим

$$K_{\text{констр}} = \frac{3!}{2!} = 3.$$

Запишем эти варианты:

1. $Z = 3 \cdot 2 \cdot 2.$
2. $Z = 2 \cdot 3 \cdot 2.$
3. $Z = 2 \cdot 2 \cdot 3.$

Радиальные размеры каждой группы зависят от варианта переключения при регулировании частот вращения шпинделя, что связано с характеристиками X_i групп передач. Характеристика группы, переключаемой первой, принимается равной 1. Характеристика последующих групп определяется перемножением характеристики и числа передач в предыдущей группе. Характеристика группы в структурных формулах записывается в виде индекса к обозначению групп передач:

$$Z = P_{Xa} \cdot P_{Xb} \cdot P_{Xc} \cdot \dots \cdot P_{Xm}.$$

Если в рассматриваемых вариантах группа P_a будет переключаться первой, группа P_b – второй и группа P_c – третьей, то получим

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

Для принятого конструктивного варианта может быть несколько кинематических вариантов, связанных с реализацией вариантов последовательности переключения:

$$K_{\text{кин}} = m!.$$

Например, для первого конструктивного варианта получим $K_{кин} = 3! = 6$:

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

В первом кинематическом варианте сначала переключается группа P_a , второй – группа P_b , третьей – P_c . Во втором кинематическом варианте реализована последовательность переключения $P_a - P_c - P_b$. В третьем кинематическом варианте: $P_b - P_a - P_c$. В четвертом кинематическом варианте: $P_c - P_a - P_b$. В пятом кинематическом варианте: $P_c - P_b - P_a$. В шестом кинематическом варианте: $P_b - P_c - P_a$.

Общее число вариантов для любой множительной структуры:

$$K = K_{констр} \cdot K_{кин}.$$

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

Структурная формула позволяет на ранней стадии предварительно оценить выполнимость того или иного варианта коробки скоростей. Для этого вычисляют диапазоны регулирования в группе передач R_i :

$$R_i = \frac{i_{\max}}{i_{\min}},$$

где $i_{\max}$, $i_{\min}$ – допустимым значениям передаточных отношений для зубчатых передач.

Практикой проектирования станков установлено, что коробки скоростей удачно komponуются (конструируются), если соблюдаются следующие условия передаточных отношений:

$$i_{\min} \geq 1/4; \quad (1)$$

$$i_{\max} \leq 2. \quad (2)$$

Тогда $R_i \leq 8$. Выполнимость этого условия проверяют для всех групп передач рассматриваемой множительной структуры:

$$R_i = \varphi^{X_i, (P_i - 1)} \leq 8.$$

Учитывая, что наибольшие габариты чаще всего имеет последняя переборная группа, которая лимитирует конструируемость коробок скоростей в целом, проведем для нее проверку для трех рассмотренных конструктивных вариантов при $\varphi = 1,41$:

1. $R_{P_c} = 1,41^{6(2-1)} = 7,86 \leq 8.$
2. $R_{P_c} = 1,41^{6(2-1)} = 7,86 \leq 8.$
3. $R_{P_c} = 1,41^{4(3-1)} = 15,62 > 8.$

Как видим, третий вариант не удовлетворяет условию, так как последняя переборная группа имеет слишком большие габариты.

2.2. Структурные сетки и графики частот вращения

Анализ вариантов возможной структуры кинематической схемы при ступенчатом регулировании удобно производить графоаналитическим методом, получившим широкое распространение в станкостроении. Его применение дает возможность наглядно представить многочисленные варианты кинематической схемы привода и осуществить сравнительный анализ всех этих вариантов. Графоаналитический метод сводится к использованию условных построений структурных сеток и графиков частот вращения. В ходе построения последовательно расположенные валы в кинематической цепи условно изображают параллельными прямыми, равноотстоящими друг от друга. На каждом валу частоты вращения откладывают от некоторого начала отсчета в логарифмическом масштабе знаменателя геометрического ряда ϕ . В результате линии частот вращения также располагаются равноотстоящими друг от друга.

Структурные сетки строят симметричными, они дают представление о различных вариантах кинематической цепи привода. Для построения структурной сетки прежде всего изображается исходная сетка, которая имеет:

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

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

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

Построение структурной сетки рассмотрим на примере:

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

Для облегчения построения справа от исходной сетки, в пространстве между валами, проставляем количество передач соответствующей группы P_i с характеристикой данной группы X_i (рис. 3).

Вал II имеет 3 частоты вращения, поэтому из полученной точки проводим 3 луча симметрично так, чтобы расстояние между их концами было равно логарифму

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

Структурная сетка позволяет графическим путем найти наилучший вариант переключения передач, соответствующий их минимальным габаритам, а также является вспомогательным инструментом для построения графика частот вращения. На рис. 4 изображена структурная сетка для множительной структуры $Z = 3_4 \cdot 2_2 \cdot 2_1 = 12$.

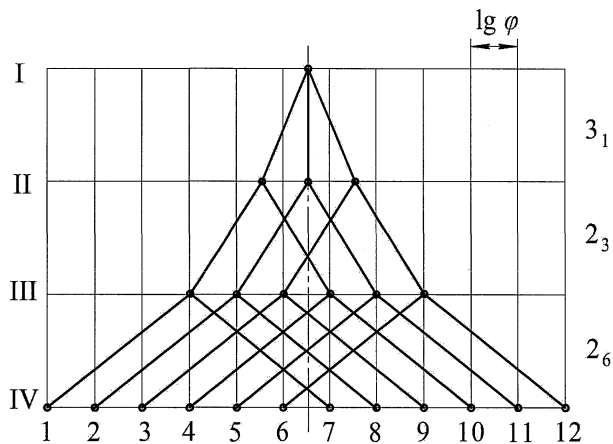


Рис. 3. Структурная сетка

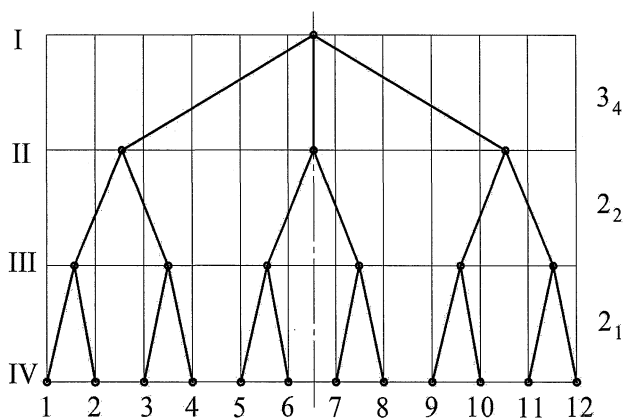


Рис. 4. Структурная сетка

В представленной структуре изменен порядок переключения групп передач. Это обстоятельство сказалось на изменении отношений передаточных отношений, причем в сторону их ухудшения. Между I и II валами теперь располагается группа с диапазоном регулирования φ^8 . Габариты этой группы существенно увеличились. Реализация рассматриваемого варианта переключения привела бы к созданию коробки скоростей неприемлемых размеров.

По структурной сетке можно определить:

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

Общая рекомендация: выгоднее располагать группы передач таким образом, чтобы по мере продвижения от электродвигателя к шпинделю число передач в группе убывало, а характеристика группы возрастала. Соблюдение этого правила позволяет получить менее громоздкий и металлоемкий привод.

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

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

В качестве примера для построения графика частоты вращения возьмем вариант (рис. 1.3), добавив гибкую связь (ременную передачу) между электродвигателем и валом I.

Порядок построения графика частот вращения:

1. Строят исходную сетку графика так же, как и исходную сетку для структурной сетки, однако количество вертикальных линий может быть больше числа частот вращения шпинделя. Это необходимо, чтобы частота вращения электродвигателя располагалась в пределах исходной сетки (рис. 5). Перед валом I изображают нулевой вал электродвигателя.

2. График частот вращения в отличие от структурной сетки строят в полулוגарифмической сетке (на всех валах логарифмы частот вращения откладывают от общего начала) в полном соответствии с кинематической схемой – изображают все валы, в том числе и те, между которыми расположены постоянные одиночные передачи.

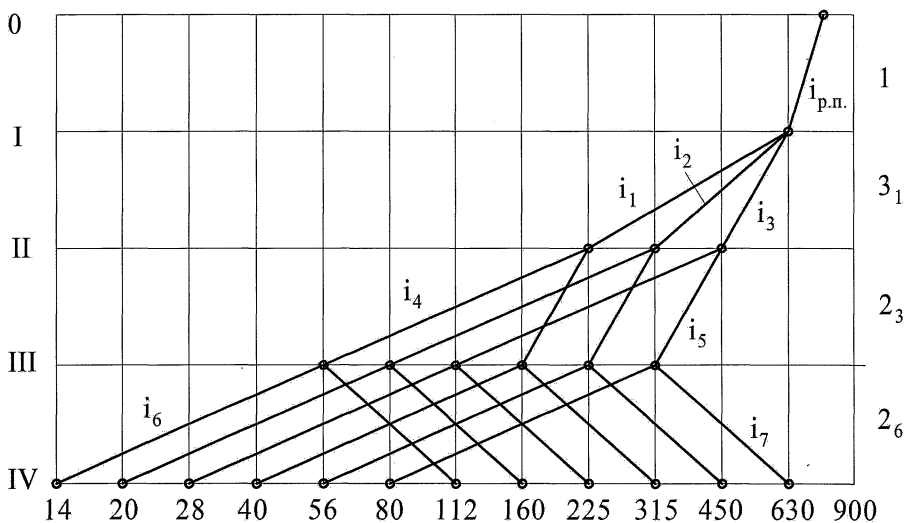


Рис. 5. График частот вращения

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

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

5. Построение графика отображает абсолютные значения передаточных отношений передач и числа оборотов шпинделя и промежуточных валов привода. Передаточные отношения отдельных передач на графике изображают линиями, наклон которых дает числовое представление о величине передаточного отношения. Например, если валы соединены вертикальной линией, то передаточное отношение этой передачи равно единице; если линия соединения валов имеет наклон влево, то это понижающая передача (передаточное отношение < 1), а если наклон вправо, то это повышающая передача (передаточное отношение > 1). Величина наклона определяет величину передаточного отношения.

6. По графику определяют все передаточные отношения:

$$i_{\text{р.п.}} = \frac{630}{750}; i_1 = \frac{1}{\varphi^3}; i_2 = \frac{1}{\varphi^2}; i_3 = \frac{1}{\varphi};$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^4}; i_5 = \frac{1}{\varphi}; i_6 = \frac{1}{\varphi^4}; i_7 = \frac{\varphi^2}{1}.$$

На основе принятого варианта структурной сетки возможны различные варианты графика частот вращения в зависимости от дополнительных одиночных передач и выбранных передаточных отношений. При построении графика час-

тот вращения обычно быстроходный асинхронный электродвигатель необходимо использовать для получения более низких частот вращения шпинделя. На первом этапе частоту вращения асинхронного двигателя принимают равной частоте магнитного поля статора (3000, 1500, 1000, 750, 600 мин⁻¹). Эта величина корректируется при расчете характеристик передач после выбора конкретной модели двигателя. Осуществление общей редукции частоты вращения при этом желательно проводить таким образом, чтобы промежуточные валы сохраняли быстроходность, но не более максимальной частоты вращения шпинделя. Это объясняется следующими причинами. Диаметры d валов и модуль m зубчатых колес промежуточных передач связаны с частотой вращения n зависимостями

$$d = \frac{c_1}{\sqrt[4]{n}}; m = \frac{c_2}{\sqrt[3]{n}}.$$

Поэтому с понижением частоты вращения неизбежно увеличиваются радиальные и осевые размеры, масса, а, следовательно, и стоимость валов и передач. Чрезмерное же увеличение быстроходности ужесточает требования к подшипникам, смазке, точности изготовления и сборки валов и зубчатых колес, приводит к увеличению потерь холостого хода, увеличивает износ деталей привода.

Передача вращения с вала электродвигателя на входной вал коробки скоростей осуществляется либо ременной передачей, либо одиночной зубчатой передачей через предохранительную муфту. В первом варианте рекомендуемая величина передаточного отношения составляет $i = 0,3 \dots 0,65$, а во втором – $i = 0,65 \dots 1$. Также выбор варианта обусловлен типом станка и расположением коробки скоростей. Возможность применения данных передач приведена в табл. 1.

Таблица 1

Возможность использования передач для соединения двигателя с коробкой скоростей в станках

Тип станка	Тип передачи	
	зубчатая	ременная
Токарно-винторезный	—	+
Токарно-револьверный	+	+
Вертикально-сверлильный	+	+
Радиально-сверлильный	+	—
Горизонтально-фрезерный	+	+
Вертикально-фрезерный	+	+
координатно-расточной	—	+

Выбор оптимального варианта кинематической схемы привода станка на ранней стадии разработки на основе минимизации приведенных затрат затруднителен из-за отсутствия конструктивных параметров. Частными критериями оптимизации могут быть габариты передач, которые существенно влияют на

размеры как элементов привода, так и корпусов коробок скоростей. Поэтому лучшими вариантами будут те, у которых передаточные отношения в группах $R_i = i_{\max} / i_{\min} \rightarrow 1$, а общий диапазон регулирования равномерно распределен между всеми группами передач. К сожалению, подобный вариант редко удается реализовать.

Следует отметить, что тип станка влияет также на расположение валов коробки скоростей: у токарных и фрезерных они располагаются горизонтально, а у сверлильных и расточных – вертикально. Поэтому при построении кинематических схем, структурных сеток и графиков частот вращения следует придерживаться такой же ориентации.

В целом разбивка передаточного отношения по ступеням является сложной многовариантной задачей, в процессе выполнения которой решается целый комплекс конструкторско-технологических задач по оптимизации параметров привода станка. Рассмотрим несколько возможных реализаций одного из выполнимых вариантов привода со структурной формулой $Z = 2_1 \cdot 3_2 \cdot 2_6 = 12$ с двумя дополнительными одиночными передачами, т.е. $Z = 1 \cdot 2_1 \cdot 3_2 \cdot 1 \cdot 2_6$ при $\varphi = 1,41$ (рис. 6).

Несмотря на то, что все представленные варианты привода обеспечивают требуемые частоты вращения шпинделя и теоретически соответствуют одному из наиболее эффективных вариантов структурной формулы, не являются одинаково целесообразными для практической реализации. В вариантах *a*, *б*, *в* используется асинхронный двигатель с частотой магнитного поля статора 1500 мин^{-1} , в вариантах *г* и *д* – с частотой 3000 мин^{-1} . Соединение вала двигателя с входным валом II коробки скоростей в вариантах *a*, *г*, *д* осуществляется с помощью зубчатой передачи, а в вариантах *б* и *в* – с помощью ременной передачи.

В варианте *б* передача Z_{13}/Z_{14} не удовлетворяет условию (1), а передача Z_9/Z_{10} условию (2):

$$i_{\min} = 1/\varphi^5 = 1/1,41^5 = 1/5,57 < 1/4;$$

$$i_{\max} = \varphi^3 = 1,41^3 = 2,8 > 2.$$

Вариант *в* характеризуется тем, что промежуточные валы III и IV имеют слишком низкие частоты вращения. В варианте *г*, наоборот, валы II, III и IV вращаются слишком быстро.

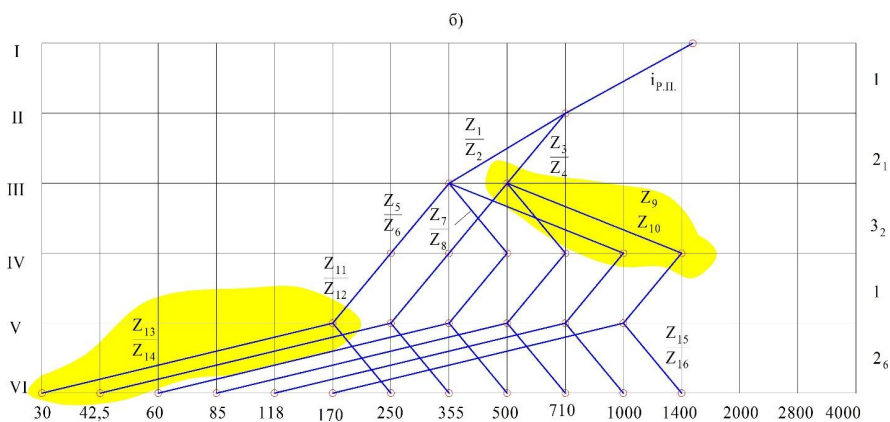
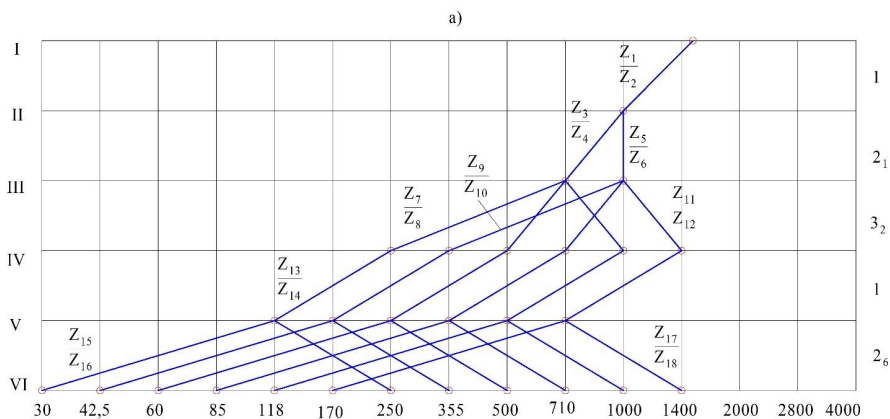


Рис. 6. Графики частот вращения для структурного варианта $Z = 1 \cdot 2_1 \cdot 3_2 \cdot 1 \cdot 2_6$

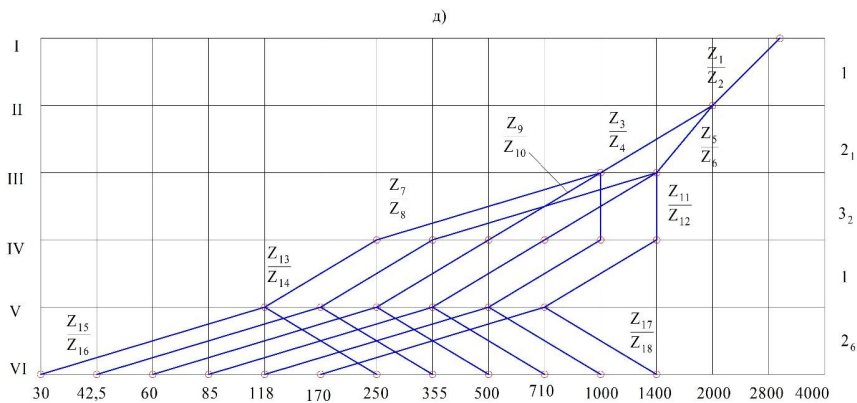
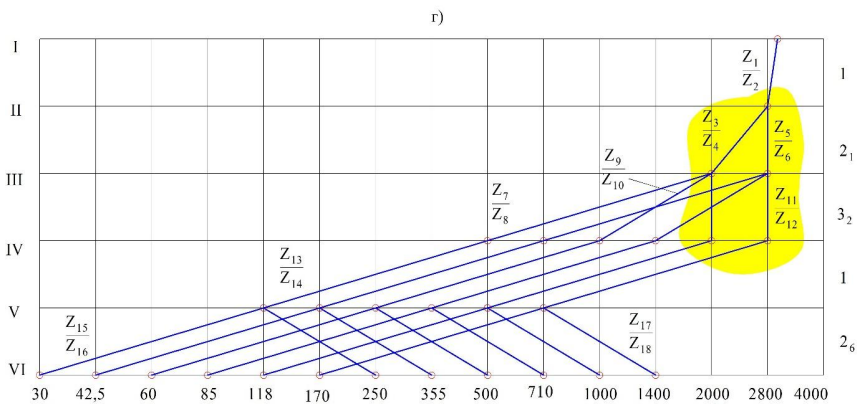
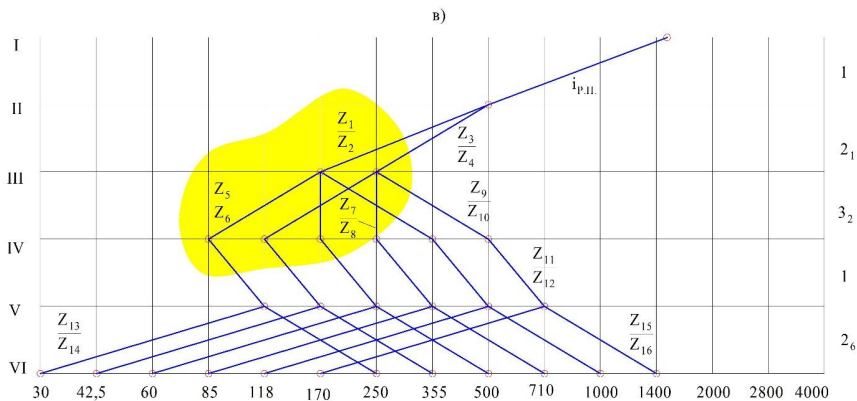


Рис. 6. Окончание

Варианты a и d не имеют явных недостатков и могут быть реализованы. Однако их также нельзя считать идеальными. Например, практически реализуем вариант, исключаяющий вторую одиночную передачу, что позволит сократить число зубчатых колес и валов, а значит габариты и стоимость привода (рис. 7). Хороших результатов можно добиться, поэкспериментировав с другими подходящими вариантами структурных формул. Таким образом, получение наиболее рационального решения достигается разработкой максимального числа вариантов и их углубленным анализом.

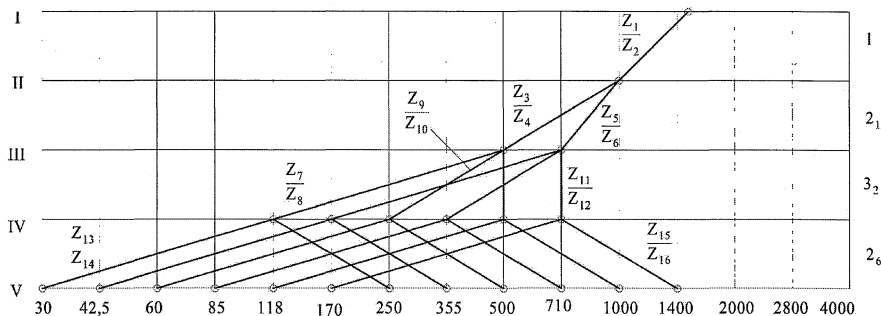


Рис. 7. График частот вращения для структурного варианта $Z = 1 \cdot 2_1 \cdot 3_2 \cdot 2_6$

Несмотря на наличие множества вполне однозначных ограничений и критериев, процесс конструирования является не полностью формализованным. Сложные системы, к которым в полной мере относятся станки, должны отвечать большому числу разнообразных требований. Поэтому чаще всего расчленив общую задачу на отдельные части, которые можно решать последовательно или параллельно, не удастся и для решения придется использовать не алгоритмические, а эвристические методы проектирования. В основе эвристических методов лежат опыт и способности конструктора. В них определяющее значение имеют ассоциативные способности, интуитивное мышление, т.е. методы, представляющие собой упорядоченные в какой-то мере общие правила и рекомендации, помогающие решению творческих задач без предварительной оценки результатов.

Существуют различные способы, позволяющие получить коробку более рациональной кинематики привода. К таким способам относятся: наложение частот вращения, использование сложенных структур, применение ломаного ряда, использование многоскоростных асинхронных двигателей или двигателей постоянного тока. Рассмотрим данные способы более подробно.

2.2.1. Множительные структуры с наложением частот вращения

При проектировании коробок скоростей на 16 и более ступеней диапазон регулирования в последней переборной группе передач часто имеет недопус-

тимо большие значения, при которых коробка не конструируется. Современные универсальные станки для широкого диапазона использования должны иметь развитые коробки скоростей. Например, токарно-винторезный станок модели 16K20 имеет 22 частоты вращения. Для того чтобы проектируемая коробка могла осуществить заданное число (Z) ступеней, применяют метод улучшения кинематики за счет частичного совпадения (наложения) некоторой части частот вращения шпинделя.

Пусть поставлена задача спроектировать коробку на $Z = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 18$ с $\phi = 1,41$. Даже для лучшего варианта переключения $Z = 3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_9$ диапазон регулирования в последней переборной группе равен $\phi^9 = 1,41^9 = 22,4$, что значительно больше допустимого (8). Однако путем искусственного уменьшения характеристик групп передач можно создать желаемую структуру, если ее разработать на число ступеней Z' , большее, чем Z , на некоторую величину наложенных ступеней ΔZ :

$$Z' = Z + \Delta Z \Rightarrow Z = Z' - \Delta Z.$$

Наложение частот вращения обычно делают в последней переборной группе. Характеристика группы, в которой происходит наложение частот вращения, уменьшается на количество наложенных частот.

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

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

Структурная формула для коробки на 18 скоростей может иметь вид

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

Для нее характеристика последней переборной группы $X_d = 12 - 6 = 6$, а диапазон регулирования $\phi^{6(2-1)} = 1,41^6 = 8$. Т.е. разработанная коробка скоростей по габаритам укладывается в допустимые пределы. Структурная сетка для данного варианта показана на рис. 8.

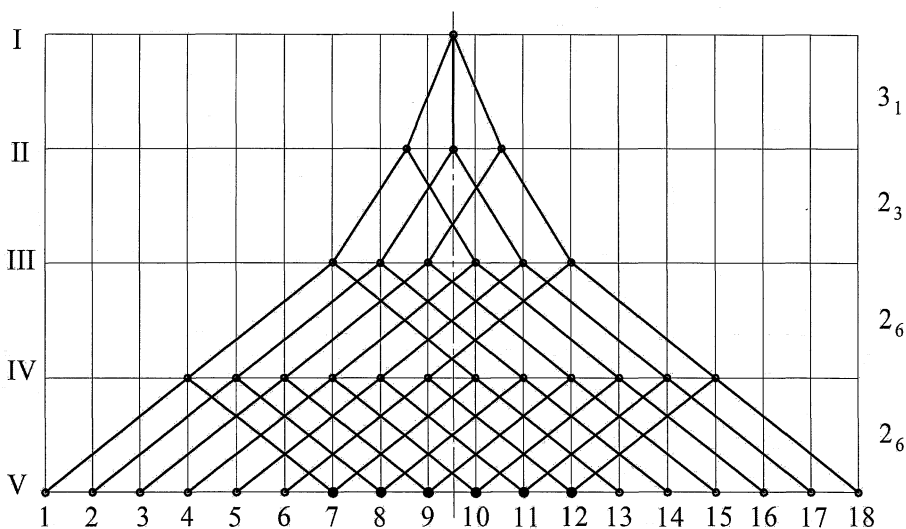


Рис. 8. Структурная сетка с наложением частот

2.2.2. Множительные структуры с использованием сложенных структур

Современные металлорежущие станки имеют широкий диапазон регулирования частот вращения шпинделя. С повышением частот вращения всех звеньев кинематики неизбежно возрастают энергетические потери на трение, возникают вибрации, резко падает КПД станка и т. д. В практике станкостроения для устранения этих явлений, хотя бы частично, применяют сложенные структуры.

Сложеной называется структура многоскоростного привода, состоящая из двух и более кинематических цепей, каждая из которых является обычной множительной структурой. Одна из этих цепей предназначена для получения высоких частот вращения и является короткой, а вторая, более длинная, для получения низких частот вращения.

Сложенные структуры состоят обычно из двух кинематических цепей. Общее число ступеней для структуры, состоящей из двух цепей, $Z = Z_1 + Z_2$ (Z_1 и Z_2 – число ступеней первой и второй кинематических цепей).

Предположим, что необходимо создать множительную структуру с $\phi = 1,41$ и числом ступеней $Z = 18$. Как показано ранее, даже для лучшего варианта переключения при использовании традиционной структуры диапазон регулирования передаточных отношений в последней переборной группе значительно больше допустимого.

Можно воспользоваться структурой с наложением частот вращения, которая позволяет решить эту задачу, но приводит к получению длинной кинематической цепи с повышенной потерей мощности на высоких частотах вращения.

Рассмотрим схему с использованием сложенных структур (рис. 9). Один из возможных вариантов множительной структуры:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 1 + 3_1 \cdot 2_3 \cdot 1 \cdot 2_6 \cdot 1 = 18.$$

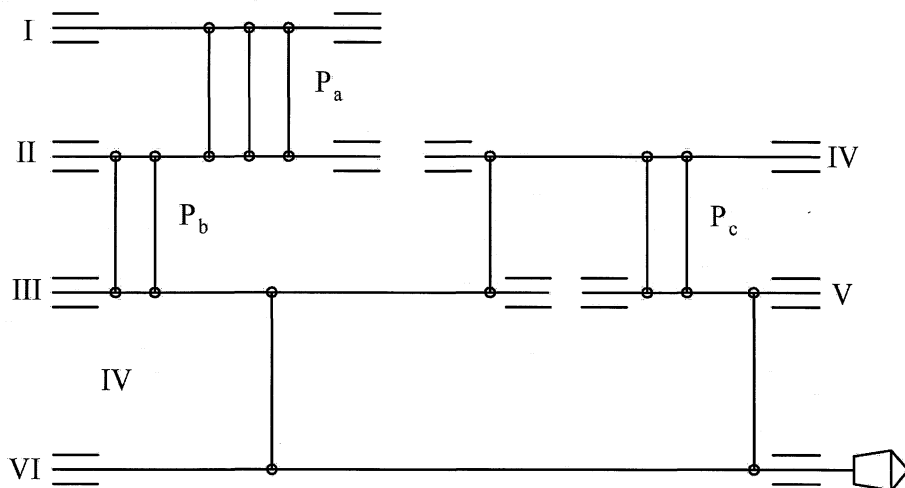


Рис. 9. Упрощенная кинематическая схема

Структурная формула расписана по отдельным кинематическим узлам для облегчения построения структурной сетки. Длинная (тихоходная) кинематическая цепь с характеристиками групп передач в ней

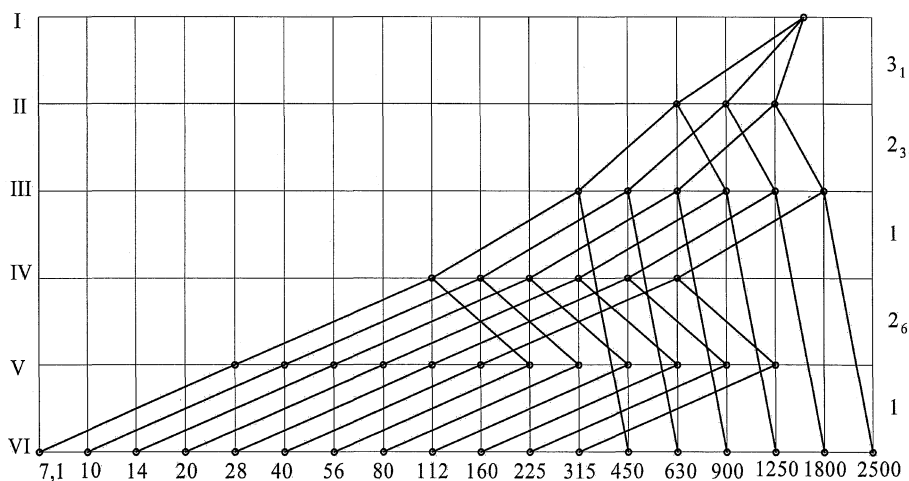
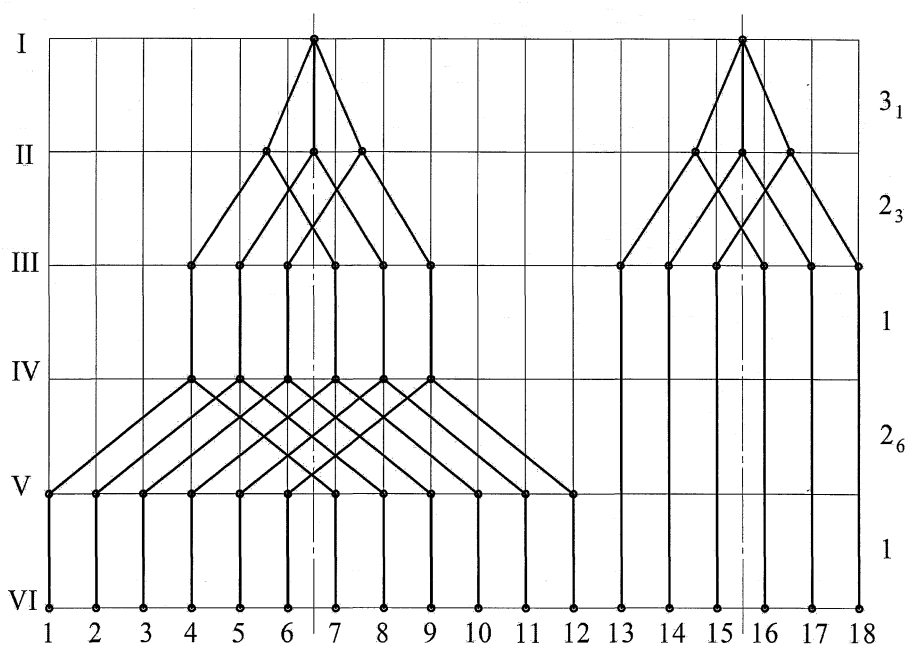
$$Z_2 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 1 \cdot 2_6 \cdot 1 = 12.$$

Так как данная цепь обеспечивает 12 ступеней, то для нее выделяем на структурной сетке (рис. 10) 12 вертикальных линий (отсчет производится, начиная с первой ступени) и в обычном порядке проводим построение всех лучей групп передач этой структуры.

Короткая (быстроходная) кинематическая цепь имеет вид

$$Z_1 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 1 = 6.$$

Для нее выделяем оставшиеся 6 вертикальных линий. Группы, расположенные между I и III валами, являются общими. От общей части движение с вала III передается на вал VI, минуя валы IV и V. Один из вариантов графиков частот вращения для данной структурной сетки изображен на рис. 11.



2.2.3. Множительные структуры с ломаным (неравномерным) шагом

Обследование обширного количества универсальных станков показало, что большую часть рабочего времени они эксплуатируются на средних частотах вращения шпинделя. Исходя из экономической целесообразности использования станочного оборудования в коробках скоростей стали применять ломаные геометрические ряды частот вращения, задействуя в средней части диапазона регулирования R малое значение знаменателя ряда ϕ , а по краям большое значение ϕ_1 . При этом обязательно должно быть выполнено условие: $\phi_1 = \phi^2$.

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

Особенностями проектирования коробок скоростей с ломаным шагом являются:

- число передач в последней группе принимается равным двум;
- характеристика последней группы должна быть нечетной, а остальных – четной;
- характеристики всех групп, кроме последней определяются умножением на 2 тех характеристик, которые получаются по общим правилам расчета;
- если требовалось получить четное число передач, то характеристика последней группы на 1 больше разницы между этим числом и произведением числа передач и характеристики предпоследней группы;
- если требовалось получить нечетное число передач, то характеристика последней группы на 2 больше разницы между этим числом и произведением числа передач и характеристики предпоследней группы.

Для примера рассмотрим случай, когда необходимо спроектировать коробку для $Z = 28$ передач при знаменателе геометрического ряда привода главного движения $\phi = 1,12$.

Одним из преимуществ коробок скоростей с ломаным рядом является то, что не требуется получать первоначальные 28 частот вращения. Необходимо лишь обеспечить диапазон частот от $n_{\min}$ до $n_{\max}$ в соответствии с техническим заданием. Для этого достаточным числом ступеней будет более половины от теоретически заданного. Тогда примем число ступеней привода $Z = 16$. Структурная формула, записанная по общим правилам, имеет вид:

$$Z = 2_1 \cdot 2_2 \cdot 2_4 \cdot 2_X = 16.$$

С учетом удвоения характеристик групп для нового знаменателя ряда получим:

$$Z = 2_2 \cdot 2_4 \cdot 2_8 \cdot 2_X = 16.$$

Характеристика последней группы равна $X = 1 + 28 - 2 \cdot 8 = 13$. Окончательно получим

$$Z = 2_2 \cdot 2_4 \cdot 2_{13} = 16.$$

Структурная сетка для данной структурной формулы показана на рис. 12.

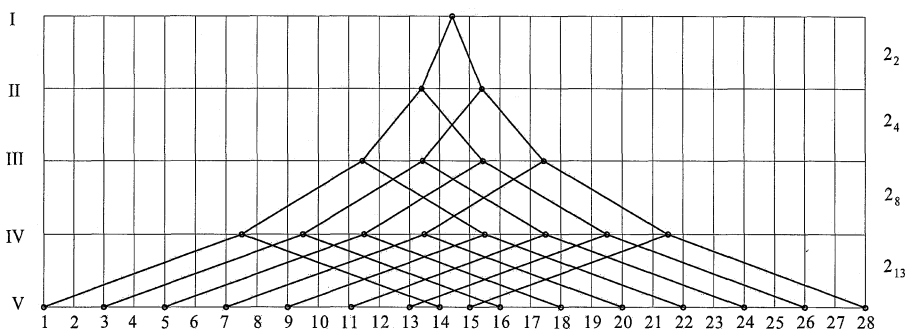


Рис. 12. Структурная сетка кинематической структуры с ломаным геометрическим рядом

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

2.2.4. Множительные структуры с многоскоростными электродвигателями переменного тока

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

Механическая часть коробки скоростей существенно упрощается, так как регулируемый электродвигатель принимает на себя роль одной механической группы передач. При кинематических расчетах регулируемый электродвигатель принимается в качестве первой переборной группы, а в качестве основной – механическая группа с числом передач, зависящих от значения знаменателя ряда ϕ . При переключении частот вращения основная группа подготавливает удвоение частот вращения, а удвоение осуществляет электродвигатель переключением на вторую, более высокую, скорость. Недосток множительных структур с регулируемым электродвигателями заключается в том, что они задают жесткий структурный и кинематический вариант, часто нецелесообразный с точки зрения габаритов передач.

Особенностями проектирования коробок скоростей с использованием многоскоростных двигателей являются:

- число передач в первой группе определяется числом скоростей двигателя (2, 3 и иногда 4);
- характеристика второй группы принимается равной 1;
- характеристика первой группы принимается в зависимости от знаменателя геометрического ряда таким образом, чтобы выполнялось условие $\varphi^X = 2$. Например, при $\varphi = 1,26$ характеристика $X = 3$.

Вариант требует тщательного подбора кинематического варианта последовательности включения передач (см. с. 12). В зависимости от значения знаменателя геометрического ряда передачи могут включаться в последовательности $P_b - P_a - P_c - P_d - \dots$ или $P_c - P_a - P_b - P_d - \dots$.

Пусть требуется спроектировать коробку скоростей для $\varphi = 1,26$ и $Z = 12$ с использованием двухскоростного электродвигателя. Структурная формула в этом случае имеет вид, соответствующий кинематическому варианту $P_b - P_a - P_c$:

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

Структурная сетка представлена на рис. 13.

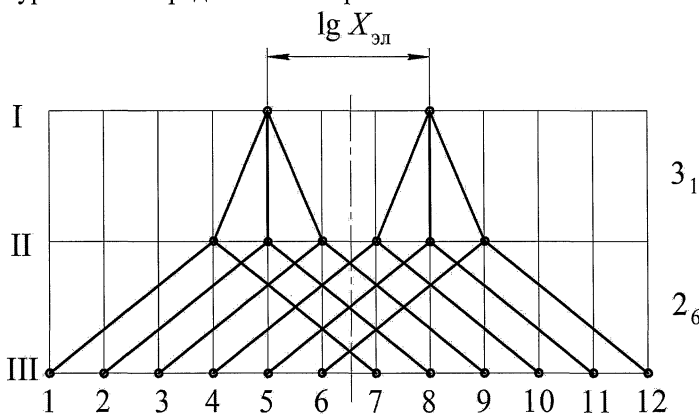


Рис. 13. Структурная сетка при использовании двухскоростного электродвигателя

Как видим, применение регулируемых электродвигателей переменного тока может привести к упрощению кинематики привода главного движения (сравните рис. 3 и рис. 13) и уменьшению габаритов коробки скоростей. Однако, в отличие от остальных способов улучшения кинематики, требуется грамотное применение различных кинематических вариантов.

2.2.5. Множительные структуры с регулируемыми электродвигателями постоянного тока

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

$$R = R_{\text{эл}} \cdot R_{\text{мех}},$$

где $R_{\text{эл}}$ – диапазон регулирования, обеспечиваемый электродвигателем;

$R_{\text{мех}}$ – диапазон регулирования, обеспечиваемый механическими передачами.

Число механических ступеней коробки скоростей

$$Z_{\text{мех}} = \frac{\lg R}{\lg R_{\text{эл}}}.$$

Число электрических ступеней двигателя

$$Z_{\text{эл}} = \frac{\lg r}{\lg \varphi} + 1.$$

где r – диапазон регулирования электродвигателя, для многих двигателей постоянного тока равен 2.

Особенностями проектирования коробок скоростей с использованием двигателей постоянного тока являются:

– характеристика первой группы принимается равной 1;

– число передач в первой группе принимается в зависимости от знаменателя геометрического ряда таким образом, чтобы выполнялось условие $\varphi^{P-1} = r$. Например, при $\varphi = 1,26$ для обеспечения условия число передач $P = 4$.

Для обеспечения общего диапазона регулирования $R = 32$ число механических и электрических ступеней коробки скоростей равны соответственно

$$Z_{\text{мех}} = \frac{\lg 32}{\lg 2} = 5; \quad Z_{\text{эл}} = \frac{\lg 2}{\lg 1,26} + 1 \approx 4.$$

Коробка на четыре механические ступени может состоять из двух групп. Тогда структурная формула будет иметь вид

$$Z = 4_1 \cdot 2_4 \cdot 2_8 = 16.$$

Особенность дальнейшего кинематического расчета заключается в том, что ряд бесступенчатый, и для него $\varphi = 1$. На структурных сетках расстояние между вертикальными линиями будет $\lg \varphi = \lg 1 = 0$. Для выхода из этого положения зададим произвольное стандартное значение φ , например, $\varphi = 1,26$, и построим структурную сетку (рис. 14) для ступенчатого регулирования.

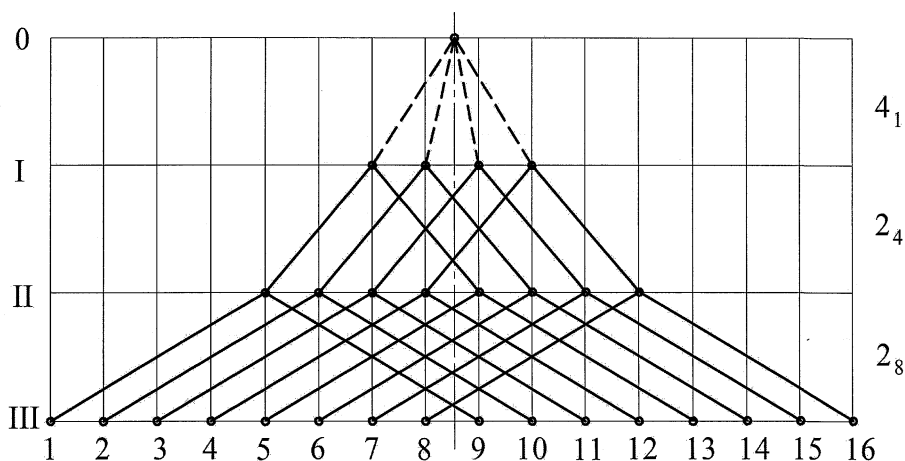


Рис. 14. Структурная сетка при использовании регулируемого электродвигателя постоянного тока

Кроме валов коробки скоростей (I, II, III), на рис. 14 добавлен нулевой вал электродвигателя. Добавочное построение к структурной сетке позволяет более наглядно представить общую взаимосвязь всех без исключения групп передач, входящих в состав привода.

2.3. Силовой расчет

Для построения графика частот вращения требуется знать тип и характеристики используемого двигателя. Основными характеристиками двигателей являются мощность и частота вращения.

Тип двигателя зависит от принятого варианта улучшения кинематики, т.е. окончательный вариант привода может включать двигатель постоянного тока или многоскоростной асинхронный электродвигатель. Если же принятый вариант улучшения кинематики привода основывается на наложении частот вращения, использовании сложных структур или применении ломаного геометрического ряда частот вращения, то в качестве двигателя для привода обычно принимается односкоростной асинхронный.

Частота вращения ротора двигателя определяется на основе анализа различных вариантов графика частот вращения. Например, сравним основные характеристики асинхронных электродвигателей мощностью 4 кВт с разной частотой вращения (табл. 2). КПД определяет потребляемую двигателем активная мощность при номинальной нагрузке на валу (чем меньше КПД, тем больше потребляемая мощность). Коэффициент мощности связан с потребляемой из сети энергией (чем меньше коэффициент, тем больше полная мощность данного двигателя) и с нагрузкой на валу двигателя.

Таблица 2

Технические характеристики асинхронных электродвигателей

Характеристика	Модель			
	АИР100S2	АИР100L4	АИР112MB6	АИР132S8
Мощность, кВт	4	4	4	4
Синхронная частота вращения, мин ⁻¹	3000	1500	1000	750
КПД, %	87	85	82	83
Коэффициент мощности	0,88	0,84	0,81	0,7
$I_{\text{пуск}} / I_{\text{ном}}$	7,5	7	6	6
Габаритные размеры, мм	250x247x360	250x247x391	300x285x435	350x325x460
Масса, кг	26	29	48	68,5
Цена, руб.	6280	6630	9310	12440

Обычно двигатели с частотой вращения 3000 мин⁻¹ имеют более высокий КПД, с уменьшением n происходит также снижение коэффициента мощности, увеличение габаритов, массы и стоимости. Аналогичная ситуация наблюдается и для многоскоростных двигателей, т.е. двухскоростной двигатель с частотами 3000/1500 мин⁻¹ более предпочтителен двигателя с частотами 1500/750 мин⁻¹. Фактическая (синхронная) частота вращения незначительно отличается от номинальной. Она берется из технической характеристики выбранной модели двигателя.

Если частота вращения двигателя выбирается конструктором самостоятельно, то мощность электродвигателя определяется требуемой мощностью на шпинделе:

$$N = \frac{N_e}{\eta_{\text{пр}}},$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода, который ориентировочно принимается равным 0,88...0,9.

Правильный выбор мощности электродвигателя имеет большое значение при проектировании коробок скоростей. При недостаточной мощности двигателя станок не может эффективно и полноценно использоваться, а при возникающих перегрузках он может выйти из строя. Слишком большая мощность двигателя влечет за собой помимо увеличения габаритов и стоимости привода, возрастания нагрузки на электрическую сеть, также систематическую недогрузку самого двигателя, что вызывает снижение КПД и непроизводительный расход энергии.

Мощность на шпинделе равна:

$$N_e = \frac{M_{\max} \cdot n_p}{9760},$$

где $M_{\max}$ – максимальный крутящий момент на шпинделе, Нм;

n_p – расчетная частота вращения шпинделя, мин^{-1} .

Расчетная частота вращения шпинделя n_p определяется через его минимальную частоту $n_{\min}$ и общий диапазон регулирования частот R , т. е.

$$n_{\min} \sqrt[4]{R} \leq n_p \leq n_{\min} \sqrt[3]{R}.$$

Полученное значение округляется до одной из частот, имеющихся на проектируемой коробке скоростей.

Максимальный крутящий момент зависит от величины главной составляющей силы резания P_Z :

$$M_{\max} = P_Z \cdot \frac{D}{2},$$

где D – диаметр обрабатываемой заготовки (для токарных станков) или диаметр режущего инструмента (для сверлильных и фрезерных станков).

Сила резания рассчитывается по эмпирическим формулам для наиболее нагруженного режима резания (продольное точение для токарных станков, торцовое фрезерование – для фрезерных, сверление в сплошном металле – для сверлильных).

Зная крутящий момент на шпинделе, крутящие моменты на остальных валах коробки рассчитываются по формуле:

$$M_{i-1} = \frac{M_i \cdot n_{i-1}}{n_i \cdot \eta_3 \cdot \eta_{\text{подш}}},$$

где M_{i-1} , n_{i-1} – крутящий момент и частота вращения на текущем валу;

M_i , n_i – крутящий момент и частота вращения на следующем валу (по ходу передачи движения от двигателя к шпинделю);

η_3 – табличный КПД зубчатой передачи (для прямозубых колес обычно 0,99);

$\eta_{\text{подш}}$ – КПД пары подшипников (для подшипников качения 0,995).

Рассмотрим определение силовых параметров привода на следующем примере. Максимальный крутящий момент равен 1000 Нм, расчетная частота вращения 85 мин^{-1} , кинематическая схема коробки представлена на рис. 15, а график частот вращения – на рис. 16.

Шпинделем является вал V, для которого крутящий момент $M_V = 1000$ Нм. Расчетная частота вращения вала V обеспечивается работой передачи Z_{13}/Z_{14} , тогда расчетный крутящий момент вала IV равен:

$$M_{IV} = \frac{M_V \cdot n_{IV}}{n_V \cdot \eta_3 \cdot \eta_{подш}} = \frac{1000 \cdot 85}{355 \cdot 0,99 \cdot 0,995} = 243 \text{ Нм.}$$

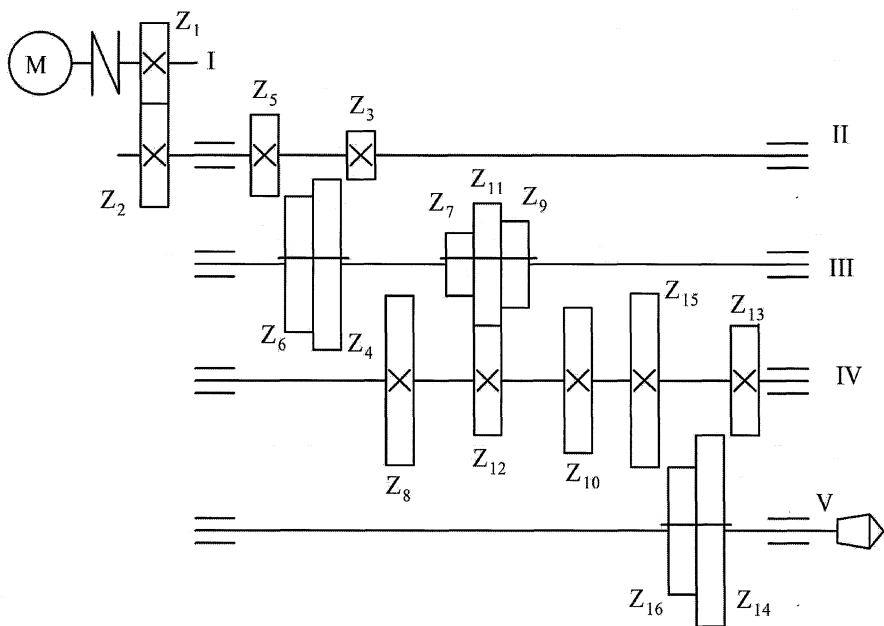


Рис. 15. Кинематическая схема

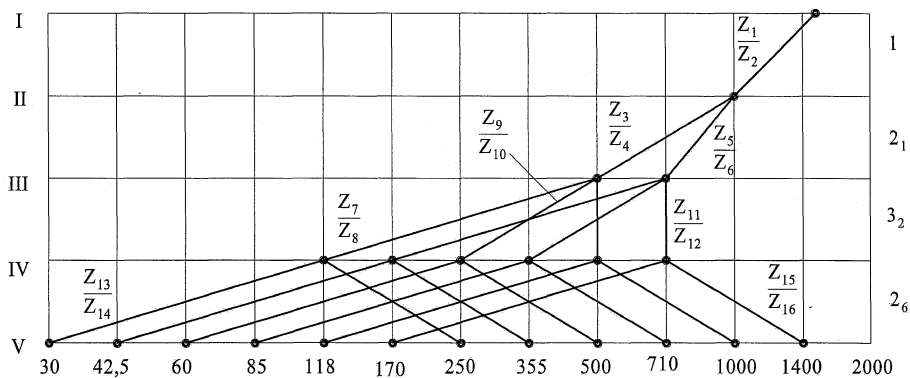


Рис. 16. График частот вращения

Аналогично, для валов III, II, I получим:

$$M_{III} = \frac{M_{IV} \cdot n_{III}}{n_{IV} \cdot \eta_3 \cdot \eta_{подш}} = \frac{243 \cdot 355}{710 \cdot 0,99 \cdot 0,995} = 123,3 \text{ Нм};$$

$$M_{II} = \frac{M_{III} \cdot n_{II}}{n_{III} \cdot \eta_3 \cdot \eta_{подш}} = \frac{123,3 \cdot 710}{1000 \cdot 0,99 \cdot 0,995} = 88,9 \text{ Нм};$$

$$M_I = \frac{M_{II} \cdot n_I}{n_{II} \cdot \eta_3 \cdot \eta_{подш}} = \frac{88,9 \cdot 1000}{1500 \cdot 0,99 \cdot 0,995} = 60,2 \text{ Нм}.$$

Мощность на шпинделе

$$N_e = \frac{1000 \cdot 85}{9760} = 8,71 \text{ кВт}.$$

Мощность электродвигателя

$$N = \frac{8,71}{0,88 \dots 0,9} = 9,7 \dots 10 \text{ кВт}.$$

Примем стандартный асинхронный двигатель модели АИР 132М4 мощностью 11 кВт с фактической частотой вращения ротора 1450 мин⁻¹.

2.4. Расчет валов

Ориентировочно диаметры всех промежуточных валов можно определить по формуле

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,2 \cdot [\tau]}}, \text{ м},$$

где $[\tau] = 30 \cdot 10^6$ Па – допустимое напряжение на кручение, принимается заниженным, так как еще неизвестно пространственное положение валов.

Полученные диаметры округляются до ближайших стандартных значений. Диаметр последнего вала (шпинделя) окончательно уточняется из расчета на жесткость.

Диаметры валов под подшипники качения должны соответствовать значениям: 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100 и т. д.

Диаметры валов, на которые посажены зубчатые колеса, муфты, шкивы и т. п., выбирают из ряда: 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100 и т. д.

При ориентировочном расчете диаметров валов определяется внутренний диаметр, если вал шлицевой, и диаметр окружности касательной к поверхности шпоночного паза, если вал имеет шпоночный паз. Обычно вал делают шлицевым, если вдоль по нему будут перемещаться блоки зубчатых колес. Непод-

вижные зубчатые колеса устанавливают на шлицевые валы или валы со шпоночным пазом.

Диаметры шлицевых валов могут иметь размеры $z \times d \times D$, например:

а) легкой серии: 6×23×26; 6×26×30; 6×28×32; 8×32×36; 8×36×40; 8×42×46; 8×46×50; 8×52×58 и т. д.;

б) средней серии: 6×21×25; 6×23×28; 6×26×32; 6×28×34; 8×32×38; 8×36×42; 8×42×48; 8×46×54; 8×52×60 и т. д.

2.5. Расчет зубчатых передач

Расчет зубчатых передач заключается в определении модуля и чисел зубьев для всех передач коробки скоростей. Ориентировочно модуль зубчатой передачи m можно определить исходя из окружного усилия на минимальной по размеру шестерне в группе передач и усилия, допускаемого прочностью зуба на изгиб [3]:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_p \cdot K_{изг}}{\pi z \psi y [\sigma_{изг}] \cdot K_V}}, \text{ м},$$

где M_p – расчетный крутящий момент, передаваемый рассматриваемой группой передач, Нм;

z – число зубьев самой малой шестерни в этой группе передач;

y – коэффициент формы зуба;

ψ – относительная ширина венца зубчатого колеса;

$[\sigma_{изг}]$ – допускаемое напряжение на изгиб.

Без большой погрешности можно принять $z = 20$, $y = 0,1$ [4]; $[\sigma_{изг}] = 370\text{--}400$ МПа [3], $K_V = K_{изг} = 1$ (для легированных сталей). Тогда для подвижных шестерен привода главного движения при $\psi = 8$

$$m = \sqrt[3]{\frac{M_i}{10}}, \text{ мм}.$$

Для постоянных передач при $\psi = 14$

$$m = \sqrt[3]{\frac{M_i}{18}}, \text{ мм}.$$

Полученные значения округляют в большую сторону до стандартного значения. Стандартные значения модуля в наиболее употребительном диапазоне указаны в первом ряду, выбор модуля из второго ряда менее предпочтителен. Найденный стандартный модуль принимается одинаковым для всех зубчатых передач данной группы.

1-й ряд: 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0 мм;

2-й ряд: 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0 мм.

В расчетном примере постоянной является передача Z_1/Z_2 , а остальные передачи имеют передвижные блоки зубчатых колес. Так как передача Z_1/Z_2 является понижающей, то меньшая шестерня (Z_1) располагается на валу I. Тогда модуль передачи Z_1/Z_2 равен

$$m_{1-2} = \sqrt[3]{\frac{M_I}{18}} = \sqrt[3]{\frac{60,2}{18}} = 1,49 \approx 1,5 \text{ мм.}$$

В группе передач Z_3/Z_4 ; Z_5/Z_6 наименьшим будет колесо Z_3 , расположенное на валу II. Модуль этой группы передач

$$m_{3-6} = \sqrt[3]{\frac{M_{II}}{10}} = \sqrt[3]{\frac{88,9}{10}} = 2,07 \approx 2,25 \text{ мм.}$$

Аналогично найдем модули для групп Z_7-Z_{12} и $Z_{13}-Z_{16}$:

$$m_{7-12} = \sqrt[3]{\frac{M_{III}}{10}} = \sqrt[3]{\frac{123,3}{10}} = 2,31 \approx 2,5 \text{ мм.}$$

$$m_{13-16} = \sqrt[3]{\frac{M_{IV}}{10}} = \sqrt[3]{\frac{243}{10}} = 2,89 \approx 3 \text{ мм.}$$

Для того, чтобы получить группы передач минимального радиального размера, необходимо найти в каждой группе шестерню с минимальным числом зубьев, а затем, ориентируясь на это число зубьев, можно подобрать число зубьев для всех остальных шестерен по передаточным отношениям. Минимальное число зубьев в группе передач определяется по формуле:

$$Z_{\min} \geq \frac{d}{m} + 9,5, \quad (3)$$

где d и m – диаметр вала и модуль посаженной на него шестерни, мм.

После этого можно приступить к расчету числа зубьев всех шестерен привода, пользуясь методом наименьшего кратного для получения наименьших радиальных размеров коробки скоростей.

Число зубьев ведущего колеса $Z_{\text{ведущ}} = \frac{a}{a+b} S_Z$, а ведомого –

$$Z_{\text{ведом}} = \frac{b}{a+b} S_Z,$$

где a, b – целые числа, выражающие передаточные отношения;

S_Z – наименьшее кратное сумм $(a+b)$ для всех передач в группе.

При расчете количества зубьев колес передаточное отношение представляется в виде обыкновенной дроби, для чего можно воспользоваться таблицей 3.

Таблица 3

Передаточное отношение зубчатой передачи в виде обыкновенной дроби a/b

Передаточное отношение i	a/b			
	$\varphi = 1,12$	$\varphi = 1,26$	$\varphi = 1,41$	$\varphi = 1,58$
$1/\varphi^{0,5}$				4/5
$1/\varphi$	8/9	4/5	5/7	7/11
$1/\varphi^{1,5}$				1/2
$1/\varphi^2$	4/5	7/11	1/2	2/5
$1/\varphi^{2,5}$				7/22
$1/\varphi^3$	5/7	1/2	19/53	1/4
$1/\varphi^4$	7/11	2/5	1/4	
$1/\varphi^5$	4/7	7/22		
$1/\varphi^6$	1/2	1/4		
$1/\varphi^7$	9/20			
$1/\varphi^8$	2/5			
$1/\varphi^9$	9/25			
$1/\varphi^{10}$	7/22			
$1/\varphi^{11}$	2/7			
$1/\varphi^{12}$	1/4			

Для понижающих передач числитель и знаменатель дроби (a и b) меняются местами.

В качестве примера рассмотрим группу из трех передач между валами II и III (рис. 17). Передачи Z_1/Z_2 и Z_3/Z_4 являются понижающими, Z_5/Z_6 – повышающей. Передаточные отношения равны:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{\varphi^5}; \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{\varphi}; \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{\varphi^3}{1}.$$

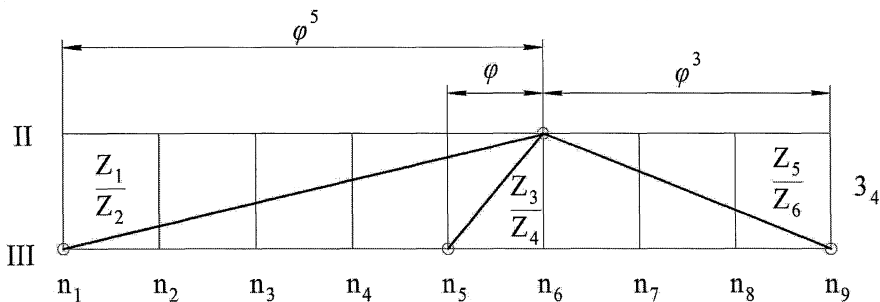


Рис. 17. График частот вращения, получаемый группой передач

Если знаменатель геометрического ряда $\varphi = 1,26$, то воспользовавшись табл. 3 получим:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{1,26^5} = \frac{7}{22}; \quad \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{1,26} = \frac{4}{5}; \quad \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{1,26^3}{1} = \frac{2}{1}.$$

Тогда наименьшее кратное сумм ($7 + 22 = 29$), ($4 + 5 = 9 = 3 \cdot 3$), ($2 + 1 = 3$) равно

$$S_Z = 29 \cdot 3 \cdot 3 = 261.$$

Числа зубьев передач равны соответственно:

$$Z_1 = \frac{7}{29} 261 = 63; \quad Z_2 = \frac{22}{29} 261 = 198; \quad Z_3 = \frac{4}{9} 261 = 116;$$

$$Z_4 = \frac{5}{9} 261 = 145; \quad Z_5 = \frac{2}{3} 261 = 174; \quad Z_6 = \frac{1}{3} 261 = 87.$$

Полученные значения являются фиктивными. Для определения действительных значений чисел зубьев необходимо знать минимальное число зубьев в группе передач. Например, если по формуле (3) получено $Z_{\min} = 20$, то

$$Z_1 = 63 \frac{20}{63} = 20; \quad Z_2 = 198 \frac{20}{63} = 62,86 \approx 63; \quad Z_3 = 116 \frac{20}{63} = 36,83 \approx 37;$$

$$Z_4 = 145 \frac{20}{63} = 46,03 \approx 46; \quad Z_5 = 174 \frac{20}{63} = 55,24 \approx 55; \quad Z_6 = 87 \frac{20}{63} = 27,62 \approx 28.$$

После подбора числа зубьев всех колес проверяем отклонение фактических частот вращения шпинделя от теоретических. Для этого достаточно, чтобы относительная величина общего передаточного отношения кинематической цепи привода не выходила за пределы $[\Delta n] = \pm 10(\varphi - 1)\%$. Для $\varphi = 1,26$ допустимое отклонение равно $\pm 2,6\%$.

Теоретические частоты вращения шпинделя принимаются по стандартному ряду, а фактические — на основании рассчитанных чисел зубьев передач или диаметров шкивов ременной передачи (при ее наличии). Проверка выполняется для всех частот вращения. Результаты сводят в таблицу, где указывают теоретическое и фактическое значения частот вращения, а также величину погрешности для всех ступеней. Если проверка не удалась, то кинематический расчет необходимо повторить, изменив исходные числа зубьев ведущих шестерен.

Модуль и число зубьев позволяют определить все основные параметры прямозубых зубчатых колес и передач. К таким параметрам относятся в первую очередь делительный (d), наружный (d_e) диаметры, и межосевое расстояние (A) между смежными валами. Результаты расчета рекомендуется представить в виде таблицы с указанием m , d , d_e для каждого колеса и A для группы колес.

3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

На основе данных, полученных в результате проектного расчета, производится конструкторская проработка предварительно выбранного варианта коробки скоростей. Для поиска точной конфигурации отдельных деталей выполняется эскизная компоновка сборки. На первом этапе эскизной компоновки приближенно устанавливают расстояния между опорами и расположение элементов передач на валах. Эта информация позволяет определить опорные реакции, выполнить расчет нагрузок, действующих на шпиндель, и подобрать подшипники. После выполнения оптимизации размеров проектируемой коробки выполняется окончательное конструирование отдельных деталей и сборочных единиц.

3.1. Компоновка коробки скоростей

Графическая часть курсового проекта состоит из сборочного чертежа коробки скоростей привода главного движения. Спроектированный привод должен вычерчиваться так, чтобы его разрезы и сечения могли бы обеспечивать возможность полного понимания конструкции, принципа работы и последовательности сборки. При этом выполняются продольный разрез проектируемого узла по валам в виде развертки, поперечный разрез в виде свертки и изометрический вид коробки скоростей.

Развертка проектируемого узла представляет собой его продольный разрез и выполняется так, чтобы все валы располагались в одной плоскости. При этом наглядно показывается его конструкция в целом, т. е. количество валов и их расположение, размещение зубчатых колес, муфт, шкивов и т. д. и способы их крепления, расположение передвигаемых блоков зубчатых колес с исключением их одновременного зацепления с неподвижными колесами соседнего вала, конструкции подшипников и способы их регулирования. В зависимости от пространственного расположения оси шпинделя на станке на развертке валы изображаются горизонтально или вертикально. Например, валы коробок скоростей токарно-винторезного, горизонтально-фрезерного станков расположены горизонтально, вертикально- и радиально-сверлильных станков вертикально.

Свертка проектируемого узла представляет собой его поперечный разрез. При этом показываются расположенные в пространстве все валы, положение центров которых определяется из условия обеспечения минимальных поперечных размеров корпуса, сидящие на валах зубчатые колеса и другие детали. Кроме того, на свертке дается поперечное сечение корпуса, а также характер соединения узла с основными базовыми деталями станка.

В соответствии со значениями межцентровых расстояний изображают все валы. Далее необходимо решить, с помощью каких элементов будет передаваться вращение от электродвигателя к первому валу коробки скоростей. Здесь необходимо обратиться к существующим конструкциям подобных станков и в разрабатываемой конструкции принять тот же вариант. Например, в токарно-

винторезных, токарно-карусельных, токарно-револьверных станках вращение от двигателя на коробку скоростей передается клиноременной передачей. В вертикально-сверлильных, горизонтально- и вертикально-фрезерных, радиально-сверлильных станках вращение на первый вал передается с помощью зубчатой передачи. В последнем случае с целью уменьшения динамических воздействий на зубчатые колеса коробки скоростей при пуске, реверсе шпинделя между валом двигателя и первым валом коробки необходимо установить соединительную муфту с упругим элементом: упругую втулочно-пальцевую муфту, упругую муфту со звездочкой и т. п. Размеры муфт определяют по передаваемому крутящему моменту.

В станках, на которых осуществляется нарезание резьбы резцами, метчиками, плашками, необходимо предусмотреть реверсирование шпинделя. Реверс может быть электрический или механический. Электрическое реверсирование осуществляется электродвигателем и используется в станках с малой инерционной массой вращающихся частей главного привода, когда мощность электродвигателя не превышает 4,5 кВт [5]. В остальных случаях применяют механический реверс в виде цилиндрических зубчатых колес. Для включения механического реверса применяют двухсторонние фрикционные муфты, которые могут быть сухими и масляными. Сухие муфты могут работать только в узлах, изолированных от масла, и требуют значительно меньших осевых усилий для включения, чем масляные. Однако в коробках скоростей и подач в условиях централизованной смазки применяют масляные фрикционные муфты. Их расчет приведен в [2]. Число дисков муфты для включения рабочего хода определяется по передаваемому крутящему моменту, для муфты холостого хода число дисков можно принять в 1,5 раза меньше. Фактическое число дисков муфт холостого хода определяют по приведенному моменту к валу муфты всех инерционных масс коробки скоростей, включая шпиндель с заготовкой. При известном числе дисков двухсторонней фрикционной муфты определяется ее осевой размер, что необходимо для вычерчивания развертки.

В процессе первой компоновки стремятся разместить подвижные блоки зубчатых колес и неподвижных шестерен так, чтобы получить наименьшие осевые размеры. Например, для коробки скоростей (рис. 18) наименьшая осевая длина составляет более $11b$ (b – ширина венца зубчатого колеса). Однако такая компоновка может быть реализована только в том случае, когда разность $(Z_5 - Z_3) > 5$. В противном случае перемещение тройного блока вправо невозможно, так как шестерня Z_3 своими зубьями заденет за шестерню Z_6 .

Если группу передач с двойным блоком разместить так, как показано на рис. 19, то осевой размер привода уменьшится до $9b$. Такая компоновка несколько увеличит длину перемещения тройного блока и возможна только в случае, когда $Z_9 < Z_4$.

Конструктивное оформление шестерен и блоков можно найти в справочной литературе [4, 6, 7, 8].

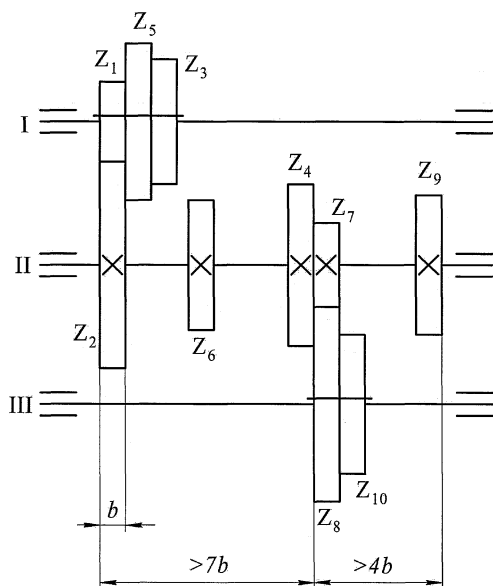


Рис. 18. Кинематическая схема коробки скоростей

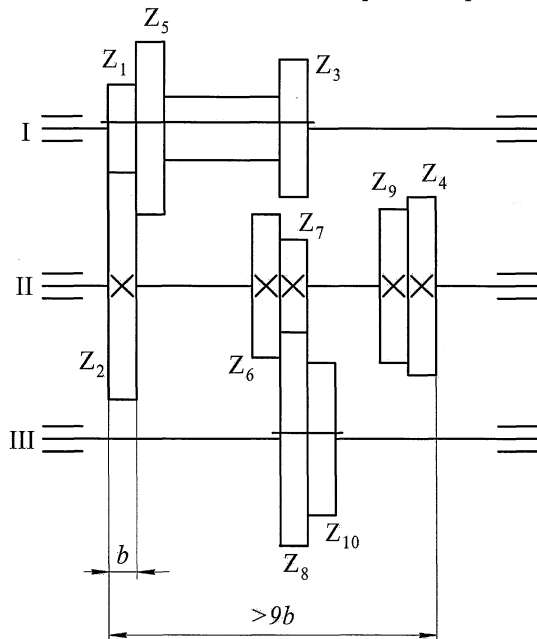


Рис. 19. Кинематическая схема коробки скоростей с увеличенным осевым размером передвигающего блока

При вычерчивании зубчатых колес может оказаться, что некоторые из них задевают соседние валы. Например, шестерня Z_9 находит на вал I (рис. 18) на какую-то величину C . В подобных случаях рекомендуется к величине C добавить 2...3 мм необходимого зазора между шестерней и валом и определить новое межцентровое расстояние, увеличив старое на принятую величину. По формуле межцентрового расстояния найти новое суммарное число зубьев и пересчитать число всех зубьев для группы передач между валами, сохранив передаточные отношения отдельных передач неизменными. Подобное обстоятельство возникает, когда на валу размещают фрикционную муфту. В этом случае шестерни вала устанавливаются на подшипниках качения, что приводит к значительному увеличению диаметра и числа зубьев ведущих шестерен этого вала.

При отсутствии осевых усилий на валах применяют шариковые радиальные подшипники и устанавливают их по схеме: подшипник в одной опоре на валу и в корпусе крепят неподвижно, в другой – подшипник закрепляют только на валу (так называемая «плавающая» опора).

Шариковые радиально-упорные или конические роликовые подшипники применяют при осевых нагрузках на валах. При использовании этих подшипников необходимо предусмотреть их регулировку для выбора радиального зазора и создания в них предварительного натяга. Конструкции устройств для регулировки подшипников приведены в [4, 6, 7].

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

Приведем некоторые рекомендации по проектированию свертки коробок скоростей различных групп металлорежущих станков.

3.1.1. Свертка токарных станков

Исходным размером для вычерчивания свертки коробки скоростей токарных станков является высота центров H , которая примерно равна половине максимального диаметра заготовки, обрабатываемой в патроне над станиной. От горизонтальной линии AA (рис. 20), обозначающей плоскость базирования шпиндельной бабки на станине, откладывают горизонтальную линию на высоте H и в произвольной точке проводят вертикальную прямую. Пересечения этих линий будут обозначать ось шпинделя (вал IV). Вид на шпиндельную бабку показан со стороны заднего конца шпинделя.

Величина среднего расстояния между направляющими станины станка определяется на основании проведенных в ЭНИМСе расчетов, показавших, что максимальная жесткость и виброустойчивость максимальны при отношении $B/H = 0,9$. Следовательно, оптимальное расстояние между направляющими $B = 0,9H$. Ось шпинделя обычно располагается посередине от направляющих.

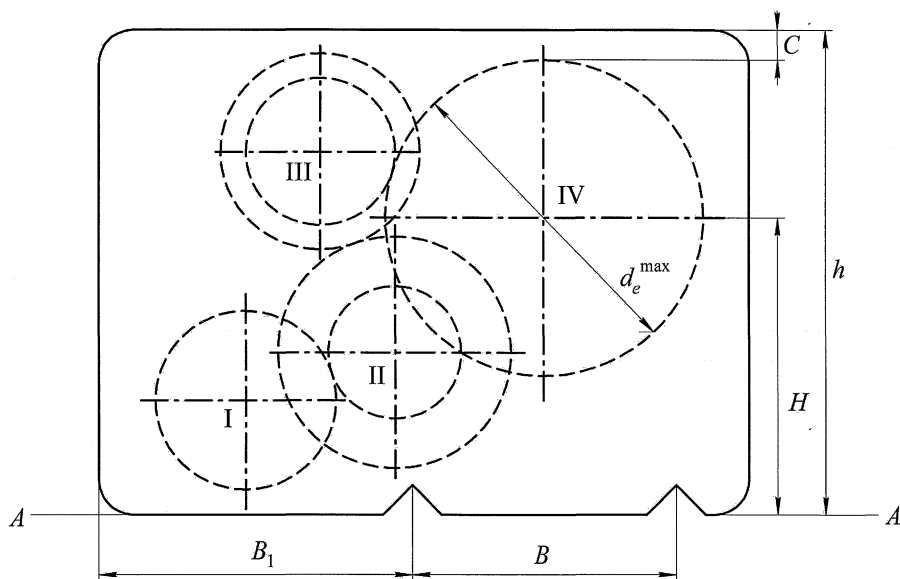


Рис. 20. Компонка коробки скоростей токарных станков

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

$$h = H + \frac{d_e^{\max}}{2} + C,$$

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

Все остальные валы размещаются влево от шпинделя. Основное требование к свертке заключается в том, чтобы валы и зубчатые колеса занимали наименьшее пространство. Нет необходимости показывать на чертеже все зубчатые колеса, построение производится по передачам, находящимся в зацеплении. Большое колесо, сидящее на шпинделе, соединяют с малым, сидящим на предшпиндельном валу, и находят его положение. На этом валу вычерчивается наибольшее зубчатое колесо и сцепляется с малым колесом следующего вала. Построение продолжают до тех пор, пока не определятся координаты оси выходного вала коробки скоростей. Наиболее нагруженные валы, а ими обычно являются предшпиндельные валы, следует располагать ближе к основанию коробки для снижения положения центра тяжести коробки и увеличения виброустойчивости.

Размер B_1 , характеризующий величину консольной части коробки, в современных станках не превышает $(0,5 \dots 1)B$.

3.1.2. Свертка сверлильных станков

В последние годы вертикально-сверлильные станки выпускаются промышленностью с компоновкой типа «агрегат». Станки с такой компоновкой основных узлов более технологичны и мобильны с точки зрения создания модификаций этих станков, чем станки с компоновкой типа «кронштейн», выпускаемые ранее. При компоновке типа «агрегат» коробка скоростей (рис. 21) и коробка подач располагаются в одном корпусе.

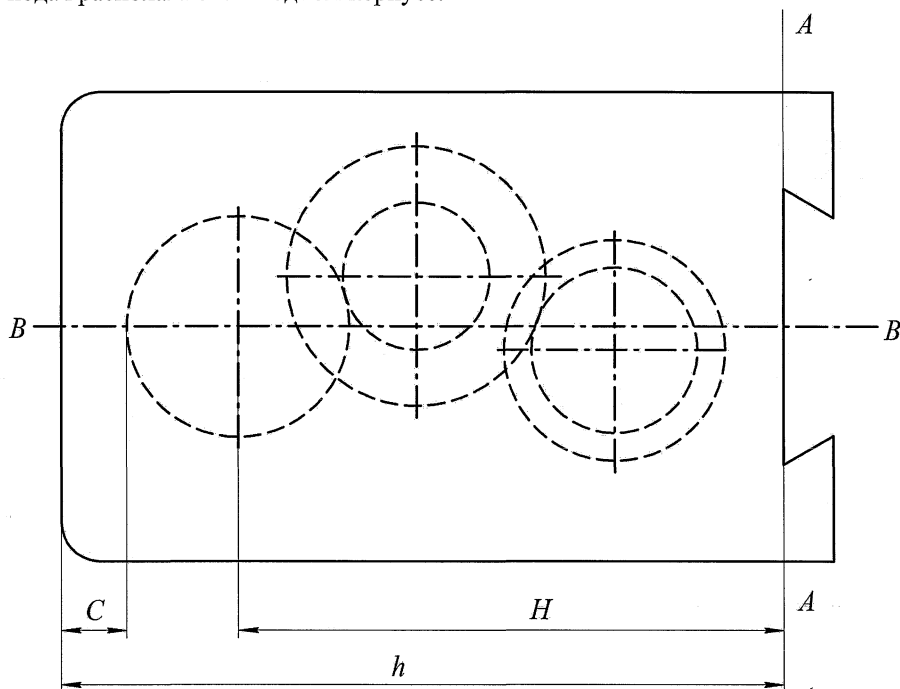


Рис. 21. Компоновка коробки скоростей сверлильных станков

Одним из основных параметров сверлильных станков является расстояние H от оси шпинделя до вертикальных направляющих станка. Это расстояние зависит от размера станка. При выполнении свертки следует стремиться к симметричности коробки относительно линии BB и руководствоваться теми же соображениями, что и при выполнении свертки коробки скоростей токарных станков. Двигатель располагается на коробке, его нужно размещать ближе к линии AA , но так, чтобы его фланец и выступающие части не заходили за нее. Хотя у вертикально-сверлильных станков компоновки типа «агрегат» корпус коробок скоростей и подач общий, на чертеже следует показывать лишь развертку и свертку коробки скоростей.

3.1.3. Свертка фрезерных станков

В горизонтально-фрезерных станках коробка скоростей размещается в станине станка, в стенках которой расточены отверстия под опоры валов. Оси валов обычно располагают в одну линию по вертикали. В моделях станков с раздельным приводом главного движения коробка скоростей выполняется отдельно от узла шпинделя с перебором. В этом случае при разработке свертки стремятся к минимальным поперечным размерам.

У вертикально-фрезерных станков валы коробки скоростей также располагаются в одну линию по вертикали. При выполнении развертки шпиндельной головки необходимо выдержать расстояние от оси шпинделя до вертикальных направляющих станины, по которым перемещается консоль. Это расстояние стандартизовано и является одним из важных параметров станка.

3.2. Конструирование шпиндельного узла

Шпиндель является конечным звеном привода главного движения и предназначен для крепления инструмента или заготовки, оказывая существенное влияние на точность, производительность и надежность станка. Шпиндельный узел станка состоит из шпинделя, его опор, приводного элемента. В шпинделе выделяют передний конец и межопорный участок.

На шпиндель действуют нагрузки, вызываемые силами резания, силами в приводе (ременном, зубчатом), а также центробежными силами, возникающими от неуравновешенности вращающихся деталей самого шпиндельного узла.

Проектирование узла включает выбор типа привода, опор, устройств для смазывания и защиты от загрязнений; определение диаметра шпинделя, расстояния между опорами и разработку конструкций всех элементов.

К шпиндельным узлам предъявляются следующие основные требования:

1. Надежность передачи на заготовку или инструмент рассчитанных режимов для заданных технологических операций.

2. Точность вращения, определяемая радиальными и осевыми биениями переднего конца шпинделя. Для станков общего назначения точность вращения должна соответствовать стандартным значениям, в зависимости от класса точности станка. Для специальных станков она зависит от требуемой точности обработки.

3. Жесткость (радиальная и осевая), определяемая деформацией шпинделя под нагрузкой на переднем конце

$$j = P / \delta, \text{ Н/мкм},$$

где P – сила, приложенная на переднем конце шпинделя, Н;

δ – прогиб переднего конца шпинделя, мкм.

Деформация шпиндельных узлов в общем балансе упругих перемещений станков доходит до 50%, а в некоторых типах до 85%. Единых норм для назна-

чения жесткости шпиндельных узлов не существует. Исходя из нормальной работы подшипников жесткость на участке между опорами ограничивается величиной 250–500 Н/мм (большие значения для станков повышенной точности), что лимитирует диаметр шпинделя:

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05 \dots 0,1)l^3},$$

где l – расстояние между опорами шпинделя.

При проектных расчетах шпиндельный узел рассматривается как балка на двух опорах. Для расчета шпинделя на жесткость составляются две расчетные схемы в двух взаимно перпендикулярных плоскостях XY и XZ , проходящих через ось шпинделя (рис. 22). На этих схемах указываются суммарные проекции на эти плоскости действующих сил от приводного элемента F_t , F_r , F_a и составляющих сил резания P_y , P_z при токарных или P_v , P_h при фрезерных операциях. Если на шпиндель от приводного элемента действует только крутящий момент T , то расчетная схема может составляться в одной плоскости с приложением общей силы резания P . Координаты точек приложения сил на оси шпинделя находят по развертке, а направление сил – по свертке коробки.

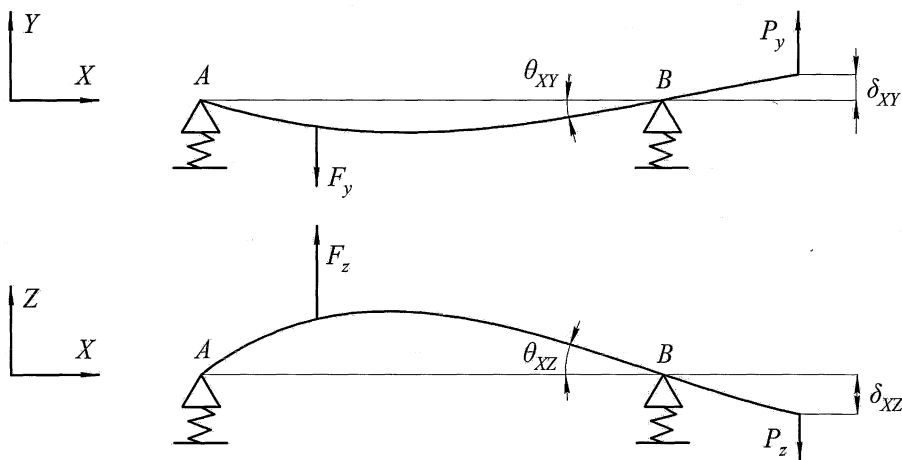


Рис. 22. Расчетная схема шпинделя

Окружные F_t , радиальные F_r и осевые силы F_a в зацеплениях зубчатых передач, действующие на шпиндель, рассчитываются по формулам

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{d_w}; F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha; F_a = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4)$$

где M – крутящий момент на шпинделе, Нм;

d_w – диаметр начальной окружности приводного зубчатого колеса, м;

$\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления зубчатых колес, градус;

β – угол наклона зубьев косозубых колес, градус.

Расчетная скорость резания V_p определяется по расчетной частоте вращения шпинделя n_p и максимальному расчетному диаметру $D_{\max}$ обрабатываемой детали или режущего инструмента:

$$V_p = \frac{\pi \cdot D_{\max} \cdot n_p}{1000}.$$

Величины составляющих силы резания P определяются из соотношения их с главной тангенциальной составляющей силы резания P_z .

Расчет шпинделя на жесткость выполняется для шпиндельного узла в целом. Оценка радиальной жесткости производится по двум параметрам: величине прогиба переднего конца шпинделя δ и по величине угла поворота упругой линии оси деформированного шпинделя θ в передней опоре. Прогиб переднего конца шпинделя является комплексным показателем, характеризующим происходящие упругие деформации при изгибе консольной и межопорной части собственно шпинделя и деформации (податливости) его опор. При этом перемещениями, вызванными сдвигом от действия поперечных сил, пренебрегают. В общем случае расчет δ и θ осуществляется в двух плоскостях и определяются их суммарные значения:

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta_{XY}^2 + \delta_{XZ}^2} \quad \text{и} \quad \theta_{\Sigma} = \sqrt{\theta_{XY}^2 + \theta_{XZ}^2},$$

где δ_{XY} и δ_{XZ} – прогибы переднего конца шпинделя в плоскостях XY и XZ ;

θ_{XY} и θ_{XZ} – углы поворота упругой линии шпинделя в плоскостях XY и XZ .

В зависимости от требуемой точности обработки назначаются допустимые величины прогиба переднего конца $[\delta]$ и угла поворота упругой линии шпинделя $[\theta]$:

$$[\delta] = (1 \dots 2) \cdot 10^{-4} \cdot l \text{ мм} \quad \text{и} \quad [\theta] = 0,0001 \dots 0,00015 \text{ рад},$$

где l – межопорное расстояние шпинделя, мм.

При этом должны выполняться условия жесткости $\delta_{\Sigma} \leq [\delta]$ и $\theta_{\Sigma} \leq [\theta]$.

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

Расчетные формулы для определения прогиба δ и угла поворота θ имеют различный вид в зависимости от положения приводного элемента на шпинделе. Расчетная схема при его межопорном размещении показана на рис. 23.

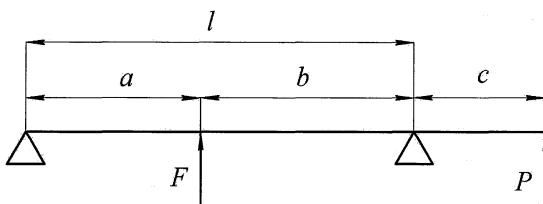


Рис. 23. Расчетная схема определения жесткости шпинделя при изгибе

В этом случае величине прогиба переднего конца шпинделя δ и по величине угла поворота упругой линии оси деформированного шпинделя θ в передней опоре.

$$\delta = \frac{1}{3EJ} \left[Pa^2(l-a) - 0,5Fabc \left(l + \frac{c}{l} \right) \right];$$

$$\theta = \frac{1}{3EJ} \left[Pal - 0,5Fbc \left(l + \frac{c}{l} \right) \right],$$

где E – модуль упругости первого рода (для стали $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа);

J – среднее значение полярного момента инерции сечений шпинделя.

Шпиндели сверлильных станков нагружены преимущественно крутящим моментом и осевыми усилиями. Наименьший диаметр сверлильного шпинделя – шлицевое соединение его с втулкой привода – определяется жесткостью на кручение. Допустимый угол закручивания сверлильного шпинделя принимается равным: $\theta_{\text{доп}} = 1^\circ = 1,75 \cdot 10^{-2}$ рад на длине 20 диаметров шлицевой части.

Действительный угол закручивания шпинделя определяется по формуле

$$\theta = \frac{10Tl}{GJ}, \text{ рад,}$$

где G – модуль упругости второго рода, для стали $G = 0,78 \cdot 10^5$ МПа;

l – длина закручивания, мм;

T – расчетный крутящий момент, Нм.

В передней опоре, воспринимающей основные нагрузки, посадочный диаметр шейки шпинделя будет больше среднего диаметра шпинделя в пролете между опорами. Его определяют конструктивно, ориентируясь на существующие размеры шпинделей станков подобного типоразмера и мощности привода станка.

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

4. Важной кинематической характеристикой шпиндельных узлов является параметр быстроходности

$$k = d \cdot n_{\max}, \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1},$$

где d – диаметр шейки шпинделя в передней опоре, мм;

$n_{\max}$ – максимальная частота вращения шпинделя, мин^{-1} .

Быстроходность шпиндельного узла определяется типом и быстроходностью подшипников шпиндельных опор. Шариковые подшипники имеют большую быстроходность по сравнению с роликовыми, но последние обладают большей жесткостью и допускают большую нагрузку. Кинематическая схема шпиндельного узла выбирается в зависимости от требуемой быстроходности и нагруженности. При этом с увеличением быстроходности узла уменьшаются передаваемая мощность, жесткость и виброустойчивость. Типовые кинематические схемы шпиндельных узлов (рис. 24) условно разделены на три группы в зависимости от показателя быстроходности k .

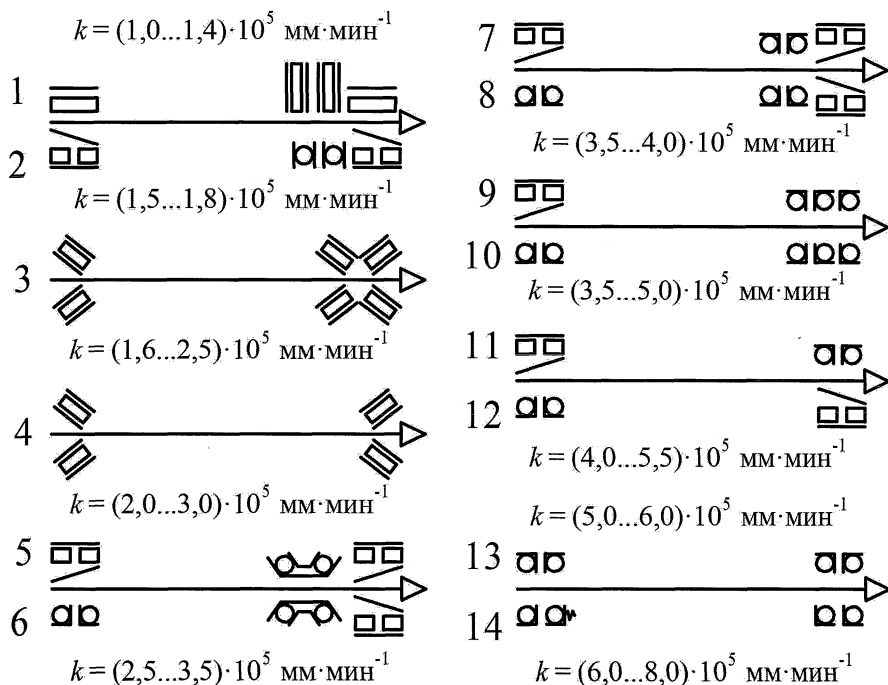


Рис. 24. Кинематические схемы шпиндельных узлов

1. Низкоскоростные схемы (1, 2, 3) обладают повышенной жесткостью и применяются в токарных и фрезерных станках с высокими нагрузками и при

работе на умеренных скоростях. В указанных схемах чаще применяются радиальные двухрядные цилиндрические роликоподшипники и упорные шариковые или радиально-упорные конические двухрядные роликоподшипники.

2. Среднескоростные схемы (4–12) рекомендуются для токарных, фрезерных, сверлильных и шлифовальных станков с более высокой быстроходностью и применяются при работе на средних скоростях при умеренных нагрузках в связи с несколько меньшей осевой жесткостью. В данных станках чаще применяются радиально-упорные конические однорядные роликоподшипники или радиальные двухрядные цилиндрические роликоподшипники и упорно-радиальные шариковые с углом контакта 60° .

3. Высокоскоростные схемы (13 и 14) рекомендуются для токарных, расточных и шлифовальных станков, работающих на высоких скоростях, в связи с тем, что они обладают высокой быстроходностью. Эти схемы имеют опоры на радиально-упорных шариковых подшипниках, обычно собранных в комплекты.

Радиальная жесткость S шпинделя определяет оптимальное межопорное расстояние l (см. рис. 23). Упругие отжимы шпинделя (податливость K) возникают в результате собственного прогиба шпинделя $K_{\text{шп}}$, податливости опор $K_{\text{оп}}$, деформации сопряженных с подшипниками деталей $K_{\text{сд}}$ (рис. 25).

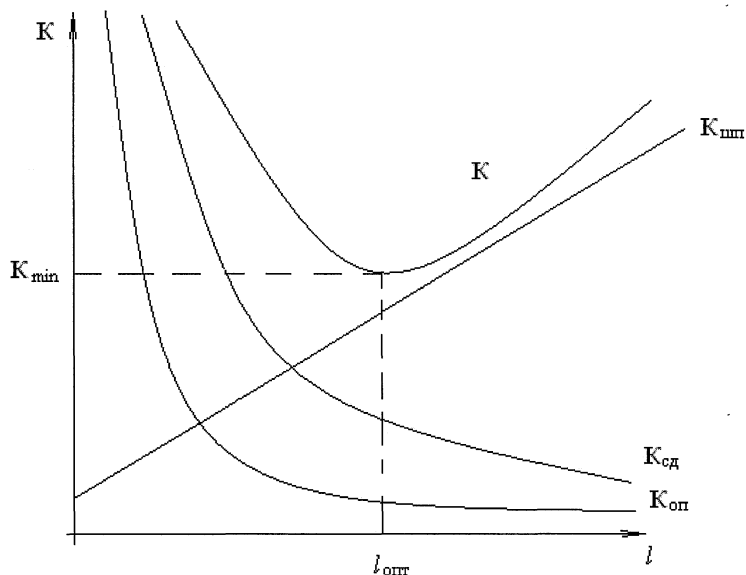


Рис. 25. Податливость шпинделя

Уравнение суммарной податливости имеет кубический вид и решается аналитически методом Кардано или численными методами:

$$K = \frac{c^2}{3E} \left[\frac{c}{I_K} + \frac{l(1-\varepsilon)}{I_M} \right] + \left(K_A(1-\varepsilon) \left[\frac{c}{l} \right]^2 + K_B \left[\frac{c(1-\varepsilon)+l}{l} \right]^2 \right) + \left(\frac{c}{GF_K} + \frac{c^2(1-\varepsilon)}{GF_M l} \right),$$

где E – модуль продольной упругости, Н/мм²;

G – модуль сдвига, Н/мм²;

I_M – геометрический момент инерции площади кольца межопорной части, мм⁴;

I_K – геометрический момент инерции площади кольца консольной части, мм⁴;

F_M – площадь сечения межопорной части шпинделя, мм²;

F_K – площадь сечения консольной части шпинделя, мм²;

ε – коэффициент защемления (в зависимости от кинематической схемы шпиндельного узла: для схем 1, 2 $\varepsilon = 0...0,05$; 3 – 0,3...0,35; 4 – 0,2...0,25; 5, 6, 7, 8 – 0,3...0,45; 9, 10 – 0,25...0,3; 11, 12, 13, 14 – 0,15...0,25);

K_A – податливость задней опоры, мкм/Н;

K_B – податливость передней опоры, мкм/Н.

Расчет податливости подшипников выполнен в справочниках [9, 10]. Жесткость станочных роликовых подшипников SKF приведена в табл. 4. Суммарная жесткость современных станков общего назначения составляет 250...500 Н/мкм.

Таблица 4

Жесткость прецизионных роликовых подшипников SKF

Характеристика	Значение								
Посадочный диаметр, мм	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Жесткость однорядного подшипника, Н/мкм	390	530	680	810	880	980	1140	1210	1310
Жесткость двухрядного подшипника, Н/мкм	890	1040	1330	1610	1820	2010	2350	2470	2760

Конструкция шпиндельного узла зависит от типа и размера станка, класса его точности, предельных параметров процесса обработки (максимальной частоты вращения шпинделя, эффективной мощности привода). Для крепления приспособления или инструмента на переднем конце шпинделя изготавливают специальные фланцы, наружные или внутренние конусы. Передние концы шпинделей для большинства станков стандартизированы. Концы шпинделей могут быть фланцевыми (ГОСТ 12595-2003, ГОСТ 12593-93) – для токарных, revolverных, шлифовальных станков; резьбовыми (ГОСТ 16868-71) для то-

карных, токарно-винторезных и revolverных станков; с конусностью 7:24 и конусом Морзе (ГОСТ 30064-93, ГОСТ 9953-82) – для фрезерных, сверлильных и расточных станков; с зажимными цангами (ГОСТ 2876-80) – для токарных автоматов и revolverных станков. Конфигурация внутренних поверхностей определяется наличием отверстия для пруткового материала и конструкцией зажимного устройства, встраиваемого в шпиндель.

3.3. Расчет подшипников

Выбираются тип и класс точности подшипников и с использованием расчетной схемы шпинделя (или вала) определяются величины и направление сил, действующих на опоры. Затем рассчитываются эквивалентные динамические нагрузки и по каталогу устанавливается динамическая грузоподъемность для выбранного типоразмера подшипников, на основании которых определяется их расчетная долговечность.

Расчет подшипников опор коробки скоростей станка имеет особенности, связанные с их работой при переменных режимах нагружения и частотах вращения, а также с необходимостью учета дополнительных нагрузок на подшипники от предварительного натяга и динамических усилий, возникающих в процессе резания. Поэтому долговечность подшипников рассчитывается по приведенной эквивалентной нагрузке, которая определяется на основании эквивалентных нагрузок для различных режимов нагружения. Полученная расчетная долговечность сравнивается с заданной и если оказывается меньше ее, то выбирается подшипник с большей динамической грузоподъемностью.

Рассмотрим методику расчета на следующем примере. Необходимо проверить возможность использования конического роликового подшипника 7216А ГОСТ 27365-87 в передней опоре шпинделя токарно-винторезного станка. Схема нагружения показана на рис. 26.

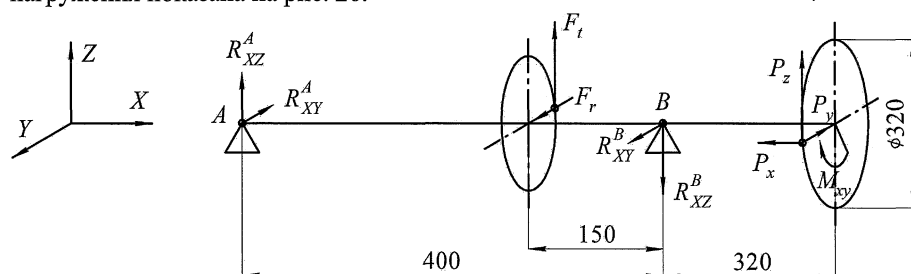


Рис. 26. Схема нагружения шпинделя

Составляющие силы резания при точении равны: главная составляющая $P_z = 8000$ Н, радиальная $P_y = 4000$ Н, осевая $P_x = 2000$ Н. Приводное прямозубчатое колесо создает в зацеплении окружную силу $F_t = 10000$ Н, которая создает радиальную силу $F_r = 3640$ Н, см. формулы (4).

Осевая сила создает в плоскости XY изгибающий момент, равный

$$M_{xy} = P_x \cdot \frac{D}{2} = 2000 \cdot \frac{320}{2} = 320 \text{ Нм.}$$

Рассчитаем реакции в опорах A и B . Для этого составим статические уравнения равновесия в двух плоскостях. Уравнения равновесия в плоскости XY :

$$\Sigma M_{xy}^A = 0: F_r \cdot 250 + R_{XY}^B \cdot 400 - P_y \cdot 720 + M_{xy} = 0;$$

$$\Sigma M_{xy}^B = 0: F_r \cdot 150 - R_{XY}^A \cdot 400 + P_y \cdot 320 + M_{xy} = 0.$$

Уравнения равновесия в плоскости XZ :

$$\Sigma M_{xz}^A = 0: F_t \cdot 250 - R_{XZ}^B \cdot 400 + P_z \cdot 720 = 0;$$

$$\Sigma M_{xz}^B = 0: F_t \cdot 150 + R_{XZ}^A \cdot 400 - P_z \cdot 320 = 0.$$

Реакции в опорах в плоскости XY :

$$R_{XY}^B = \frac{P_y \cdot 720 - F_r \cdot 250 - M_{xy}}{400} = \frac{4000 \cdot 720 - 3640 \cdot 250 + 320000}{400} = 5725 \text{ Н};$$

$$R_{XY}^A = \frac{F_r \cdot 150 + P_y \cdot 320 + M_{xy}}{400} = \frac{3640 \cdot 150 + 4000 \cdot 320 + 320000}{400} = 5365 \text{ Н.}$$

Реакции в опорах в плоскости XZ :

$$R_{XZ}^B = \frac{P_z \cdot 720 + F_t \cdot 250}{400} = \frac{8000 \cdot 720 + 10000 \cdot 250}{400} = 20650 \text{ Н};$$

$$R_{XZ}^A = \frac{P_z \cdot 320 - F_t \cdot 150}{400} = \frac{8000 \cdot 320 - 10000 \cdot 150}{400} = 2650 \text{ Н.}$$

Результирующие реакции в опорах:

$$R^A = \sqrt{(R_{XY}^A)^2 + (R_{XZ}^A)^2} = \sqrt{5365^2 + 2650^2} = 5984 \text{ Н};$$

$$R^B = \sqrt{(R_{XY}^B)^2 + (R_{XZ}^B)^2} = \sqrt{5725^2 + 20650^2} = 21429 \text{ Н.}$$

Эпюры изгибающих моментов в плоскостях XY и XZ представлены на рис. 27.

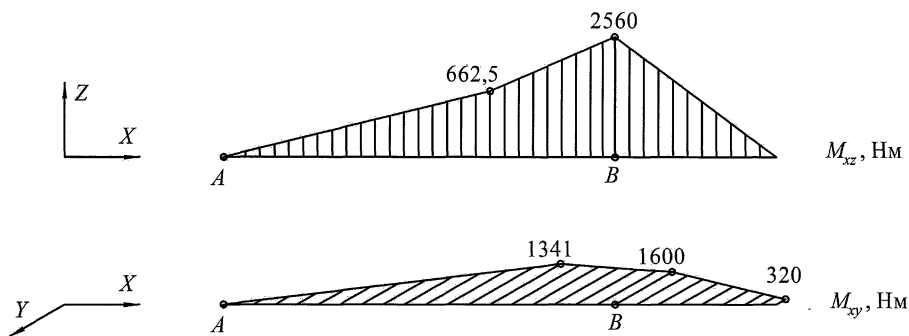


Рис. 27. Эпюры изгибающих моментов

Табличная величина динамической грузоподъемности подшипника (т.е. постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение 10^6 оборотов при вероятности безотказной работы 90%) $C_r = 140\,000\text{ Н [2]}$.

Расчетная динамическая грузоподъемность C_{rp} определяется по формуле:

$$C_{rp} = R_E m \sqrt[6]{60 n_p \frac{L_p}{a_1 a_{23} 10^6}},$$

где R_E – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

n_p – расчетная частота вращения шпинделя, мин^{-1} ;

m – показатель степени: для шариковых подшипников $m = 3$, для роликовых – $m = 10/3$;

L_p – расчетный ресурс, для зубчатых передач $= L_p$ 10000 часов;

a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от необходимой надежности. Для металлорежущих станков (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных) $a_1 = 1,0 \dots 1,2$;

a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс особых свойств подшипника и условий его эксплуатации. При наличии упругой гидродинамической пленки масла в контакте колец и тел качения, отсутствии повышенных перекосов в узле для шариковых подшипников $a_{23} = 1$, для роликовых с цилиндрическими роликами $a_{23} = 0,8$, для роликовых конических $a_{23} = 0,9$, для роликовых сферических двухрядных $a_{23} = 0,6$.

Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника для шариковых радиальных и шариковых, роликовых радиально-упорных определяется следующим образом:

$$R_E = (XVR_r + YR_a)K_\delta K_T \text{ при } \frac{R_a}{VR_r} > e;$$

$$R_E = VR_r K_\delta K_T \text{ при } \frac{R_a}{VR_r} \leq e,$$

где R_a – осевая нагрузка подшипника;

R_r – суммарная реакция подшипника;

V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца $V = 1$);

X – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

K_δ – коэффициент безопасности (для металлорежущих станков $K_\delta = 1$);

K_T – температурный коэффициент (при рабочей температуре $< 100^\circ\text{C}$ $K_T = 1$);

e – коэффициент минимальной осевой нагрузки.

Значения коэффициентов X , Y , e принимаются по табличным данным, для выбранного подшипника $X = 0,78$, $Y = 1,43$, $e = 0,42$. Проверим отношение осевой нагрузки к радиальной для более нагруженной опоры B :

$$\frac{R_a}{VR_r} = \frac{2000}{1 \cdot 21429} = 0,093 < e = 0,42.$$

Тогда эквивалентная нагрузка

$$R_E = VR_r K_\delta K_T = 1 \cdot 21429 \cdot 1,1 \cdot 1 = 23572 \text{ Н.}$$

Расчетная динамическая грузоподъемность

$$C_{rp} = R_E \sqrt[10]{60n_p \frac{L_p}{a_1 a_{23} 10^6}} = 23572 \cdot \sqrt[10]{60 \cdot 100 \frac{10000}{1,1 \cdot 0,9 \cdot 10^6}} = 80267 \text{ Н.}$$

Так как $C_{rp} < C_r$, то выбранный подшипник годен. Можно рассмотреть возможность применения подшипника более легкой серии.

Существенно значимым параметром современных станков является точность обработки. Она во многом зависит от величины радиального и осевого биения переднего конца шпинделя, допустимая величина которого для станков обычного назначения регламентируется стандартами. Например, ГОСТ 43-85 «Автоматы токарные многшпиндельные горизонтальные прутковые. Нормы точности и жесткости», ГОСТ 18097-72 «Станки токарные, токарно-винторезные. Нормы точности и жесткости», ГОСТ 18101-85 «Станки продольно-фрезерные. Нормы точности и жесткости», ГОСТ 370-93 «Станки вертикально-сверлильные. Основные размеры. Нормы точности и жесткости», ГОСТ 17734-88 «Станки фрезерные консольные. Нормы точности и жесткости».

Биение переднего конца шпинделя определяется типом и характеристиками подшипников. Точность подшипников регламентируется радиальным или осевым биением вращающегося кольца. Радиальное биение в передней δ_A и задней δ_B опорах может иметь разные знаки и противоположное направление (рис. 28) или одинаковые знаки и лежать в одной плоскости (рис. 29). Первый случай

обеспечивает меньшую трудоемкость регулировки и обычно используется у станков нормальной точности. Второй случай часто дает возможность использования менее точных подшипников и позволяет достигать меньших величин биения переднего конца шпинделя.

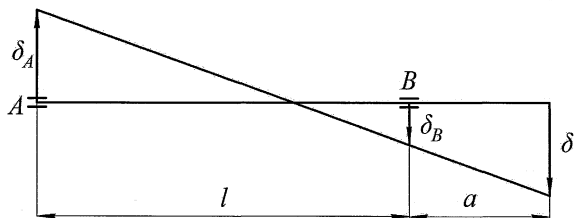


Рис. 28. Расчетная схема определения радиального биения шпинделя при биении опор, имеющих разные знаки

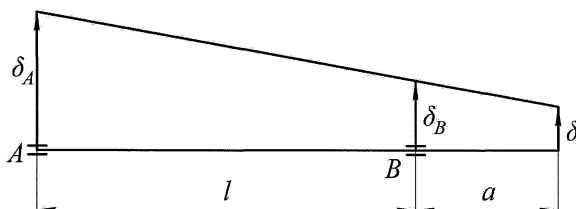


Рис. 29. Расчетная схема определения радиального биения шпинделя при биении опор, имеющих одинаковые знаки

Анализируя схему на рис. 28 из геометрических соотношений можем записать

$$\delta = \delta_B \left(\frac{a+l}{l} \right) + \delta_A \left(\frac{a}{l} \right). \quad (5)$$

Аналогично, из геометрических соотношений рис. 29 получим

$$\delta = \delta_B \left(\frac{a+l}{l} \right) - \delta_A \left(\frac{a}{l} \right). \quad (6)$$

По величинам δ_A и δ_B выбирают подшипники соответствующего класса точности из табл. 5.

Назначим классы точности подшипников передней и задней опор для проектируемого токарного станка общего назначения с максимальным диаметром обработки до 400 мм. У станков данного класса точности допуск на радиальное биение конца шпинделя должен составлять не более 10 мкм.

Таблица 5

Радиальное биение внутренних колец подшипников шариковых, роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных по ГОСТ 520-89

Внутренний диаметр подшипника, мм	Допускаемое радиальное биение для подшипников класса точности, мкм				
	0	6	5	4	2
18...30	13	8	4	4	2,5
30...50	15	10	5	4	2,5
50...80	20	10	5	5	2,5
80...120	25	13	6	5	2,5
120...180	30	18	8	6	4

Пусть межопорное расстояние $l = 400$ мм, вылет переднего конца шпинделя $a = 150$ мм, диаметр передней шейки 100 мм, а задней – 75 мм. Предварительно попытаемся воспользоваться более простой схемой установки подшипников, при которой биение имеет разные знаки и противоположное направление. В передней опоре обычно ставятся подшипники более высокого класса точности. Если в задней опоре установить подшипник класса точности 0, имеющего в соответствии с табл. 4 биение 20 мкм, то по формуле (5) биение переднего подшипника должно составлять не более

$$\delta_B \leq \frac{\delta - \delta_A \left(\frac{a}{l} \right)}{\frac{a+l}{l}} = \frac{10 - 20 \left(\frac{150}{400} \right)}{\frac{150+400}{400}} = 1,82 \text{ мкм.}$$

Такую величину биения может обеспечить только подшипник специального исполнения, установка которого нерациональна в станках общего назначения. Если установить в задней опоре подшипник класса точности 6, то получим

$$\delta_B \leq \frac{\delta - \delta_A \left(\frac{a}{l} \right)}{\frac{a+l}{l}} = \frac{10 - 10 \left(\frac{150}{400} \right)}{\frac{150+400}{400}} = 4,55 \text{ мкм.}$$

Это можно обеспечить установкой подшипника класса точности 2. Если же установить в заднюю опору подшипник класса точности 5, то в передней опоре будет достаточно установки подшипника класса точности 4. Здесь важно учесть различие стоимости подшипников разных классов. Так, если относительную стоимость подшипника класса 0 принять за 1, то стоимость подшипников классов точности 6; 5; 4; 2 будут равны соответственно 1,3; 2; 4; 10.

3.4. Разработка CAD-модели коробки скоростей

Проектирование изделий в настоящее время осуществляется с использованием систем автоматизированного проектирования (САПР), позволяющих создавать CAD-модели деталей и сборок. САПР условно разделяют на легкие, средние и тяжелые. Легкие системы предназначены для 2D-проектирования и черчения, а также для создания отдельных трехмерных моделей без возможности работы со сборочными единицами. Средние САПР – это программы для 3D-моделирования изделий, проведения расчетов, автоматизации проектирования электрических, гидравлических и прочих вспомогательных систем. Тяжелые САПР предназначены для работы со сложными изделиями. Функционально они делают все тоже самое, что и средние системы, но в них заложена совершенно более совершенная архитектура и алгоритмы работы.

3D моделирование сборок помимо наглядности позволяет снизить трудоемкость внесения изменений, оценить наличие пересечений деталей, точно определить масс-инерционные характеристики, выполнить анализ движения механизма и др.

Рассмотрим разработку модели коробки скоростей с помощью одной из популярных тяжелых систем 2D и 3D параметрического проектирования сложных изделий PTC Creo, которая широко используется в самых разных областях проектирования. Creo позволяет реализовать создание сборок в режиме как восходящего, так и нисходящего проектирования. Последний способ более рационален в случае, когда отсутствует полная информация о всех деталях, входящих в сборку; требуется обеспечение взаимосвязи изменений на уровне сборки и отдельных деталей или выполнение оптимизации конструкции.

В этом случае создание сборки начинается с каркасной модели, т.е. укрупненной сборки, в которой отсутствуют 3D модели отдельных деталей. Каркасная модель обычно содержит только базовую или каркасную геометрию и состоит из одного или нескольких плоских эскизов, характеризующих общий вид будущей трехмерной сборки.

Каркасная модель для кинематической схемы коробки скоростей, представленной на рис. 1, выполняется следующим образом. Так как для коробки скоростей основным эскизом является поперечный вид, определяющий пространственное расположение валов коробки скоростей, то первым во фронтальной плоскости выполняется эскиз свертки. При этом плоскость «верх» необходимо сориентировать горизонтально, а плоскость «справа» – вертикально (рис. 30).

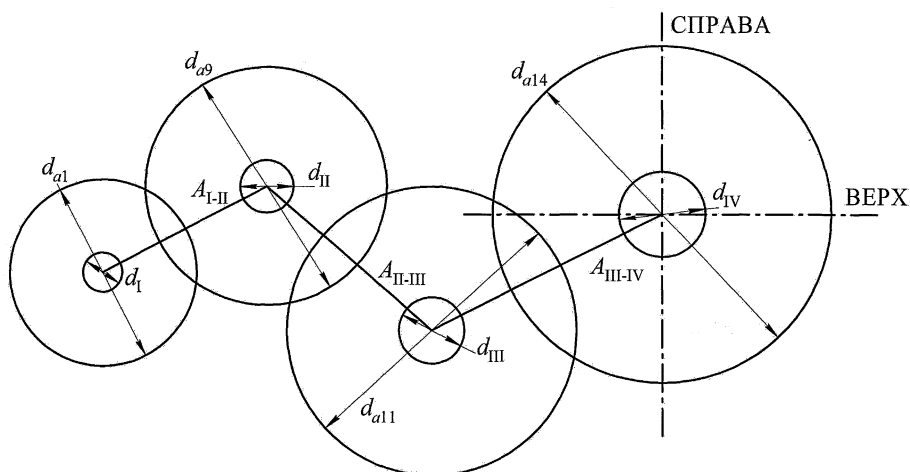


Рис. 30. Каркасная модель свертки

Пусть диаметры валов равны: $d_I = 20$ мм; $d_{II} = 28$ мм; $d_{III} = 36$ мм; $d_{IV} = 50$ мм, а параметры зубчатых колес приведены в табл. 6. Межосевые расстояния между валами I-II, II-III и III-IV равны соответственно $A_{I-II} = 85$ мм; $A_{II-III} = 137,5$ мм; $A_{III-IV} = 200$ мм.

Таблица 6

Параметры зубчатых колес коробки скоростей

№ зубчатого колеса	Модуль m , мм	Число зубьев z	Ширина зубчатого венца b , мм	Посадочный диаметр $d_{\text{пос}}$, мм	Наружный диаметр d_a , мм
1	2	33	16	20	70
2	2	52	16	28	108
3	2	24	16	20	52
4	2	61	16	28	126
5	2	29	16	20	62
6	2	56	16	28	116
7	2,5	22	20	28	60
8	2,5	88	20	36	225
9	2,5	55	20	28	142,5
10	2,5	55	20	36	142,5
11	4	60	32	36	248
12	4	40	32	50	168
13	4	25	32	36	108
14	4	75	32	50	308

Построение начинается с последнего вала IV: из точки пересечения плоскостей проводятся две окружности, диаметры которых равны диаметру вала и наибольшему наружному диаметру зубчатого колеса, расположенного на этом валу. В соответствие с кинематической схемой (см. рис. 1) на валу IV закреплены колеса z_{12} и z_{14} , наибольшим из которых является z_{14} . Также из точки пересечения плоскостей проводится отрезок прямой, равный межосевому расстоянию A_{III-IV} . Направление отрезка выбирается в зависимости от типа станка. Например, если проектируется токарный станок, то последний вал с учетом принятого вида на шпиндельную бабку со стороны заднего конца шпинделя, должен располагаться в правом верхнем углу эскиза.

Из конечной точки проведенного отрезка проводятся две окружности – диаметром вала III и диаметром наибольшего колеса, расположенного на нем (z_{11}). Затем проводится отрезок длиной A_{II-III} . Повторяя аналогичные построения, получаем каркасную модель свертки коробки скоростей.

Длина коробки определяется эскизом, выполняемым в плоскости «верх» или «справа». Эскиз состоит из отрезка прямой некоторой длины L (первоначально назначаемой произвольно) из центра пересечения плоскостей (рис. 31).

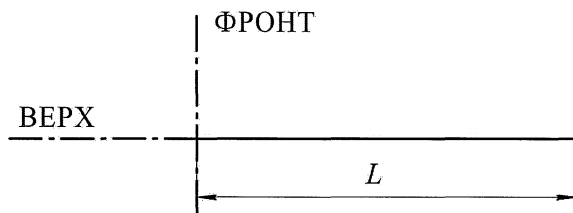


Рис. 31. Каркасная модель развертки

На основе выполненных эскизов создается распределенная геометрия для построения твердотельных моделей деталей корпуса и валов коробки (рис. 32).

Размеры полученной коробки не оптимальны, однако управление ими с помощью каркасной модели открывает широкие возможности для выполнения оптимизации. Необходимо стремиться к тому, чтобы отношение ширины к высоте соответствовало типу проектируемого станка (табл. 7), что обусловлено предпочтительными пропорциями для данных станков по особенностям компоновки.

Таблица 7

Рекомендуемое соотношение сторон коробки скоростей

Характеристика	Значение			
	токарный	фрезерный	вертикально-сверлильный	радиально-сверлильный
Соотношение B/H	1,5	0,5	2	1

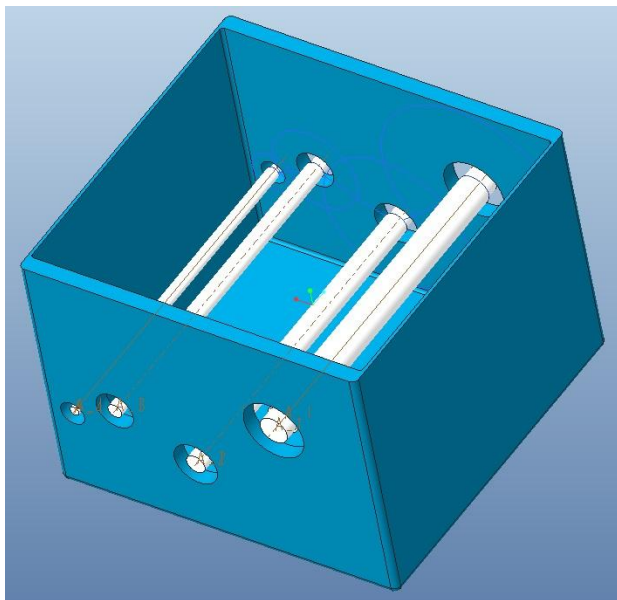


Рис. 32. Твердотельная модель сборки коробки скоростей

Управление расположением валов осуществляется введением угловых размеров η_1 , η_2 , η_3 (рис. 33). При этом возможны различные случаи их относительного расположения, некоторые из которых показаны на рис. 34. В каждом случае габаритные размеры будут определяться расстояниями между разными конструктивными элементами. Поэтому в качестве справочных следует ввести все размеры, которые могут характеризовать габариты коробки. Затем в пункте уравнений каркасной модели с помощью команд `if...else...endif` выбираются наибольшие размеры, характеризующие высоту и ширину коробки при данном расположении валов.

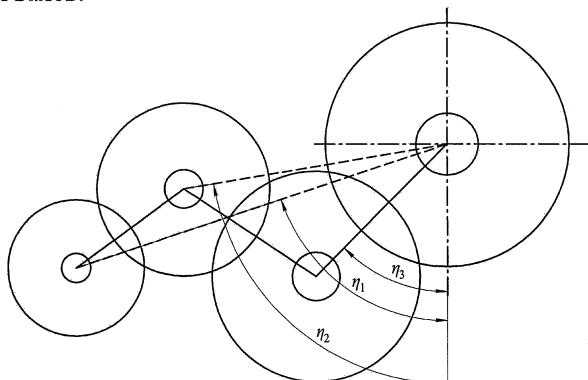


Рис. 33. Варианты расположения валов коробки скоростей

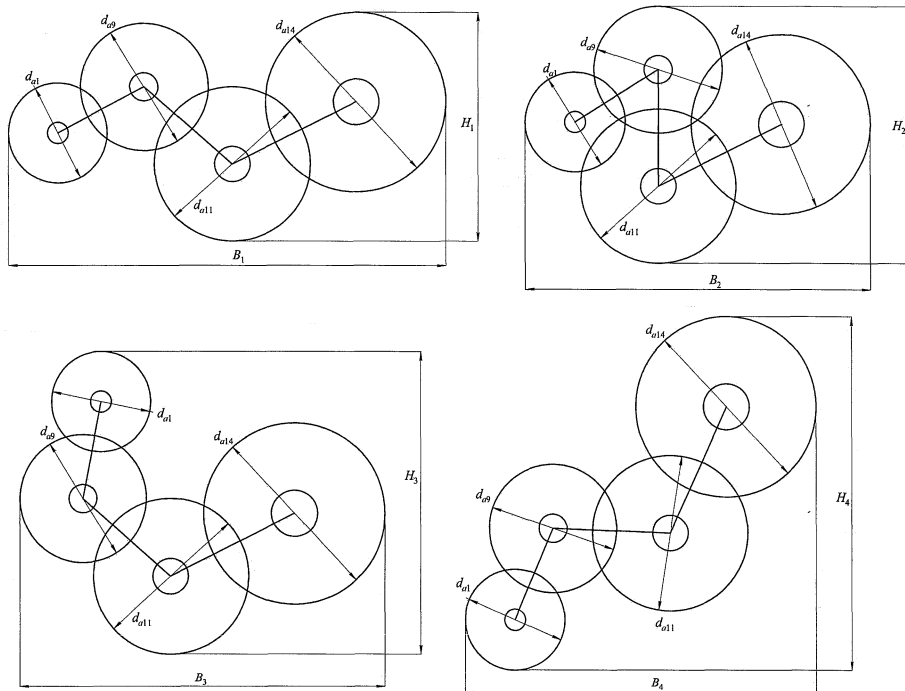


Рис. 34. Варианты расположения валов коробки скоростей

Однако в некоторых случаях валы могут занять такое положение, при котором зубчатое колесо будет внедряться в один из несмежных валов. Например, на рис. 35 зубчатое колесо z_{14} пересекается с валом II. Для предсказания подобных ситуаций необходимо определить минимально допустимые межосевые расстояния всех несмежных валов. В рассматриваемом варианте это:

$$A_{I-III}^{\min} = \frac{d_I}{2} + \frac{d_{a11}}{2} = 134 \text{ мм};$$

$$A_{I-IV}^{\min} = \frac{d_I}{2} + \frac{d_{a14}}{2} = 164 \text{ мм};$$

$$A_{II-IV}^{\min} = \frac{d_{II}}{2} + \frac{d_{a14}}{2} = 168 \text{ мм}.$$

Данные формулы также записываются в уравнениях каркасной модели. Работа с каркасной моделью на этом завершается.

размера среди оставшихся допустимых вариантов и будет являться оптимальным. Приняв и сохранив его коробка автоматически перестраивается.

Полученная конфигурация расположения валов используется для выполнения дальнейшей сборки коробки, в которую добавляются зубчатые колеса и передвижные блоки, приводной элемент на входном валу (шкив или зубчатое колесо), подшипники (рис. 36). На этом этапе уточняется длина коробки L . С одной стороны, она должна быть минимально необходимой, с другой – достаточной для обеспечения возможности перемещения блоков зубчатых колес.

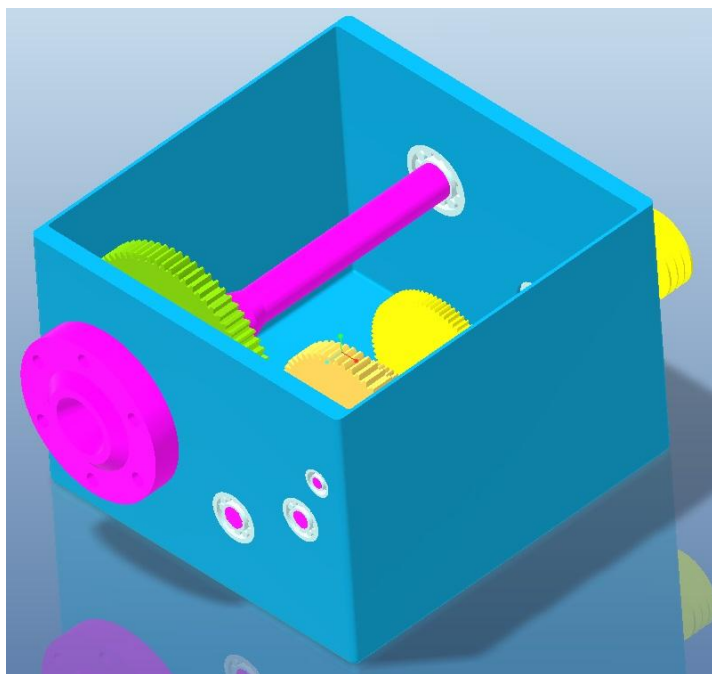


Рис. 36. Сборка коробки скоростей

Также дорабатывается шпиндель, у которого достраивается передний конец с необходимым вылетом, выполняется сквозное отверстие, делаются ступени под подшипники разного размера и т.д. Готовая сборка содержит всю необходимую информацию для выполнения чертежа и спецификации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 1 / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1979. – 728 с.
2. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2 / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1979. – 559 с.
3. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 3 / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1979. – 554 с.
4. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1974. – 641 с.
5. Гуртяков, А.М. Расчет и проектирование металлорежущих станков / А.М. Гуртяков. – Томск: Изд-во ТПУ, 2011. – 136 с.
6. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев. – М.: Высшая школа, 1978. – 352 с.
7. Детали машин. Атлас конструкций / под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с.
8. Расчет и проектирование деталей машин / под ред. Г.Б. Столбова, К.П. Жукова. – М.: Высшая школа, 1978. – 247 с.
9. SKF bearing in machine tools. N 2580 E. – 1973. – 172 p.
10. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения. Справочник – 6-е изд., перераб. и доп. / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Ципкин, Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.	3
1. Структура курсового проекта и требования, предъявляемые к его со- держанию.	4
2. Проектная часть.	6
2.1. Кинематический расчет привода главного движения.	7
2.2. Структурные сетки и графики частот вращения.	13
2.2.1. Множительные структуры с наложением частот вращения. . .	21
2.2.2. Множительные структуры с использованием сложенных структур.	23
2.2.3. Множительные структуры с ломаным (неравномерным) рядом	26
2.2.4. Множительные структуры с многоскоростными электродви- гателями переменного тока.	27
2.2.5. Множительные структуры с регулируемыми электродвигате- лями постоянного тока.	29
2.3. Силовой расчет.	30
2.4. Расчет валов.	34
2.5. Расчет зубчатых передач.	35
3. Конструкторская часть.	39
3.1. Компоновка коробки скоростей.	39
3.1.1. Свертка токарных станков.	42
3.1.2. Свертка сверлильных станков.	44
3.1.3. Свертка фрезерных станков.	45
3.2. Конструирование шпиндельного узла.	45
3.3. Расчет подшипников.	52
3.4. Разработка САД-модели коробки скоростей.	58
Библиографический список.	65

Учебное издание

Сметанин Сергей Дмитриевич

**РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРОБКИ
СКОРОСТЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА**

Учебное пособие
для курсового проектирования

Техн. редактор *А.В. Миних*

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 19.03.2020. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 3,95. Тираж 50 экз. Заказ 74/325.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ.
454080, г. Челябинск, проспект Ленина, 76.