

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра технологии машиностроения,  
металлообрабатывающих станков и комплексов

А.Н. ПОЛЯКОВ, А.Н. ПОПОВ,  
А.А. ОБУХОВСКИЙ, В.А. ОБУХОВСКИЙ, С.А. ЦАРЬКОВ

# МОДЕЛИРОВАНИЕ КОРОБОК СКОРОСТЕЙ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом  
государственного образовательного учреждения высшего  
профессионального образования «Оренбургский государственный  
университет»

Оренбург 2008

УДК621.9:539.38:519.87

ББК 34.63-5

П 54

Рецензент

доктор технических наук, профессор А.И. Сердюк

П 54      **Моделирование коробок скоростей: методические указания / А.Н. Поляков, А.Н. Попов, А.А. Обуховский, В.А. Обуховский, С.А. Царьков. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2008. – 64 с.**

Методические указания представляют собой руководство по моделированию коробок передач металлообрабатывающих станков. В указаниях изложены рекомендации по реализации виртуальной сборки деталей и узлов станков на примере коробок скоростей.

Методические указания предназначены для студентов специальностей 151002 – «Металлообрабатывающие станки и комплексы» всех форм обучения, преподавателей, научных работников, аспирантов, инженерно-технических работников, работающих в области машиностроения.

ББК 34.63-5

© Поляков А.Н., Попов А.Н., Обуховский А.А.,  
Обуховский В.А., Царьков С.А., 2008

© ГОУ ОГУ, 2008

## Содержание

Введение .....	4
1 Методика построения сборки коробки скоростей.....	6
2 Анализ исходных данных.....	10
3 Разработка и построение 3D-модели корпуса коробки скоростей .....	14
4 Построение 3D-моделей валов.....	18
5 Построение модели шпинделя.....	25
5.1 Общие сведения.....	25
5.2 Современные шпиндельные узлы фирмы SKF.....	27
5.3 Шпиндель – Инструмент.....	29
5.4 Характерные особенности высокоскоростных шпиндельных узлов.....	31
5.5 Моделирование шпинделя.....	37
6 Расчет и построение зубчатых колес.....	42
6.1 Общие сведения.....	42
6.2 Построение твердотельной модели цилиндрических зубчатых колес.....	49
7 Моделирование отдельных конструктивных элементов.....	52
8 Моделирование сборки коробки скоростей.....	55
9 Контрольные вопросы.....	63
Список использованных источников.....	64

## Введение

В машиностроении более 80 % затрат предопределяются техническими решениями, сформированными на этапах конструирования и разработке новых технологий [1,2]. Поэтому повышение эффективности конструирования является одной из важнейших задач современного машиностроения.

Рациональное конструирование предполагает:

- умение непрерывно улучшать функциональные показатели машин;
- выбирать из всего арсенала возможных конструкторских решений наиболее приемлемые для конкретных условий производства.

Согласно государственному стандарту высшего профессионального образования инженер по направлению подготовки дипломированного специалиста «Конструкторско-технологического обеспечения автоматизированных машиностроительных производств» подготовлен к решению следующих задач по проектно-конструкторской деятельности:

- формулирование целей проекта (программы), задач при выданных критериях, целевых функциях, ограничениях, построение структуры их взаимосвязей, выявление приоритетов решения задач с учетом нравственных аспектов деятельности;
- разработка обобщённых вариантов решения проблем, анализ вариантов и выбор оптимального, прогнозирование последствий, нахождение компромиссных решений в условиях многокритериальности, неопределенности, планирование реализации проектов;
- разработка проектов изделий с учетом механических, технологических, конструкторских, эксплуатационных, эстетических, экономических и управленческих параметров;
- использование информационных технологий при проектировании изделий.

В общеобразовательной программе подготовки специалиста по специальности 151002.65 «Металлообрабатывающие станки и комплексы» предусмотрено ряд специальных дисциплин и дисциплин специализации, направленных на получение студентами знаний и навыков конструирования и проектирования узлов и механизмов машиностроительного производства. К таким дисциплинам относится изучаемая студентами всех форм обучения дисциплина «Методология конструирования станков».

В результате изучения данной дисциплины студент должен:

- получить представление:
- о современных методологических направлениях конструирования станков;
- о современных конструкциях металлорежущих станков и их отдельных узлов;
- знать принципы рационального конструирования;

- уметь:

- применять на практике принципы рационального конструирования узлов для современных металлорежущих станков и комплексов;
- использовать современные программно-математические комплексы при конструировании станков;

- иметь навыки конструирования узлов.

Согласно рабочей программе дисциплины предусмотрено домашнее задание. Целью домашнего задания является выполнение сборки коробки скоростей в автоматизированной системе Компас-3D. В качестве исходных данных используется проект привода главного движения, выполняемый при изучении специальной дисциплины «Расчет и конструирование станков».

# 1 Методика построения сборки коробки скоростей

Передача энергии к исполнительным механизмам машин может осуществляться двигателями непосредственно или через механические приводы, под которыми понимается совокупность механизмов, передающих движение от источника до элемента, выполняющего основные, вспомогательные и специальные движения. Необходимость широкого применения в машинах механического привода определяется следующими обстоятельствами [3-9]:

а) скорости, потребные для выполнения технологических и других процессов, не совпадают с оптимальными скоростями двигателей;

б) большинство технологических и транспортных машин требует регулирования скоростей, между тем регулирование скоростей двигателей оказывается не всегда рациональным и экономичным;

в) двигатели обычно выполняются для равномерного вращательного движения, а в машинах часто оказываются необходимы поступательное, винтовое и другие виды движений с заданным законом изменения скоростей и т. д.;

г) двигатели по условиям габаритов, техники безопасности и т. д. не всегда могут быть непосредственно соединены с исполнительными механизмами.

Механические приводы могут быть осуществлены различными способами - зубчатыми коробками скоростей и подач, зубчатыми или червячными редукторами, вариаторами и т. д.

Основным их назначением является передача энергии от двигателя к исполнительным механизмам машин, как правило, с преобразованием скоростей и соответственным изменением сил или моментов, иногда с преобразованием видов или законов движения.

Устройство коробок скоростей и подач должно обеспечивать требуемую точность кинематических цепей, малые потери времени на переключения, предохранение от перегрузок и поломок, отсутствие недопустимых вибраций и т. д.

Коробки скоростей и подач составляют основную часть большинства машин. Это можно иллюстрировать сопоставлением трудоемкости отдельных сборочных единиц. Например, трудоемкость коробки скоростей, коробок подач и фартука универсальных токарных станков составляет более 60% трудоемкости станка.

Несмотря на известные недостатки шестеренчатых коробок скоростей и подач (отсутствие бесступенчатого регулирования, относительно невысокий к.п.д., трудности переключения скоростей на ходу), даже ведущие мировые производители многоцелевых станков (например, фирма Kitamura) в приводах главного движения для расширения диапазона регулирования частот вращения с постоянной мощностью используют автоматические коробки скоростей. Таким образом, с точки зрения получения навыков проектирования и конструирования механических передач и элементов конструкций несущей систе-

мы станка разработка конструкции коробки скоростей является вполне показательным элементом металлорежущего станка.

Коробки скоростей различают по компоновке и способу переключения передач.

В зависимости от компоновки различают коробки скоростей с отдельным приводом и встроенные в шпиндельную бабку. Выбор расположения коробки скоростей на станке в значительной степени определяется ее назначением и типоразмером.

В токарных, шлифовальных, расточных и других станках коробка скоростей выполняется в виде самостоятельной сборочной единицы, корпус которой либо неподвижно закреплен на станине, либо может перемещаться по направляющим. Такая компоновка удобна при изготовлении станка, особенно при поточных методах производства.

В некоторых случаях применяют, так называемую, моноблочную конструкцию, когда корпус коробки скоростей отлит заодно целое со станиной. Хотя это и увеличивает жесткость конструкции, но менее удобно при изготовлении и монтаже. Довольно часто в одном корпусе объединяются механизмы коробки скоростей с приводом подач или другими механизмами. Например, коробка скоростей радиально-сверлильного станка включает и привод подачи шпинделя.

При изготовлении коробки скоростей в виде самостоятельной сборочной единицы ее корпус может быть выполнен с разъемом по оси всех валов. Это удобно с точки зрения монтажа валов, но приводит к большим габаритам коробки. Более компактной получается коробка при неразъемном корпусе с осевым монтажом всех валов. Такая конструкция является наиболее распространенной.

В зависимости от способа переключения передач коробок скоростей различают следующие их типы:

- коробки скоростей с передвижными (скользящими) блоками зубчатых колес;
- коробки скоростей с кулачковыми муфтами;
- коробки скоростей с фрикционными муфтами;
- коробки скоростей с перебором;
- коробки скоростей со сменными колесами;
- коробки скоростей со связанными колесами.

Среди принципов, которыми должен руководствоваться в своей работе каждый конструктор при создании экономичной конструкции, наиболее важными являются три, а именно - принципы унификации, блочности и технологичности.

В каждом отдельном случае конструирования коробок скоростей и подач эти вопросы должны рассматриваться и изучаться применительно к конкретным условиям проектирования и производства. Универсальных решений, пригодных для всех случаев, здесь быть не может, однако на основе об-

щих технико-экономических соображений всегда можно найти наиболее экономичные решения.

Принцип унификации предусматривает использование в создаваемой конструкции уже освоенных сборочных единиц и деталей, что позволяет не только повысить серийность и организовать работу крупными партиями, но и увеличить масштабы выпуска таких сборочных единиц и деталей, применив более совершенные методы технологии и организации производства. Унификация конструкций связана не только с использованием ранее освоенных деталей, а также покупных изделий, но и с унификацией сборочных единиц, нормализацией деталей, ограничением числа типоразмеров отдельных конструктивных элементов (диаметров валов и отверстий, посадок, резьб и пр.).

Принцип блочности предопределяет возможность создания конструкций из обособленных сборочных единиц и механизмов, монтируемых на базовой детали, причем удобство и трудоемкость сборочных и монтажных работ непосредственно зависят от выбранного способа компоновки машины. Реализация принципа блочности позволяет организовать самостоятельное производство отдельных унифицированных сборочных единиц, в максимальной степени использовать покупные изделия специализированных заводов и тем самым уменьшить общую трудоемкость конструкции, а в ряде случаев расход металла и вес.

После составления кинематической схемы при разработке общих видов конструкции разбивка на сборочные единицы намечается уже более или менее определенно. Разделение конструкций на отдельные сборочные единицы дает также возможность вести параллельную сборку, производить обкатку, регулирование и испытание каждой сборочной единицы в отдельности.

Принцип технологичности конструкций позволяет органически связать работу конструктора и технолога. Руководствуясь этим принципом, конструктор стремится предусмотреть все возможности для широкого использования передовых методов технологии при производстве создаваемых конструкций, конечно, считаясь с типом, масштабами и реальными условиями производства. Реализация этого принципа связана с применением нормализованных и тестированных деталей и заготовок из нормального сортамента металла; сокращением числа посадок, диаметров резьб, позиций крепежа и прочего; выводом опорных баз на одну плоскость, введением дополнительных баз, облегчающих установку и крепление деталей, и т. п.

Соблюдение вышеуказанных принципов оказывает большое влияние на экономику производства. Кроме этого, при проектировании коробок скоростей и подач следует, как правило, стремиться к тому, чтобы себестоимость изготовления деталей машин была наименьшей на всех участках производства так же, как и стоимость сборки конструкции.

Рассматривая стоимость изготовления деталей, следует помнить, что во многом она зависит от правильного назначения класса точности и чистоты обработки. Нужно также иметь в виду, что проверка точности сопряжена с необходимостью иметь определенный запас дорогих измерительных инстру-

ментов, что еще более увеличивает расходы производства. Это обязывает конструктора к тому, чтобы в максимальной степени сокращать ассортимент посадок и резьб, размеров диаметров валов и отверстий, ограничивая его необходимым минимумом.

При проектировании сборки коробки скоростей следует придерживаться главной идеи: построение сборки коробки скоростей заключается в виртуальной имитации технологической сборки этого механизма на производстве.

Ниже приводится последовательность выполнения основных пунктов реализации проекта – «сборка коробки скоростей».

- 1 Проведение анализа развертки и свертки коробки скоростей.
  - 1.1 Определение пространственного расположения валов;
  - 1.2 Выполнение анализа диаметральных и осевых размеров элементов коробки скоростей;
  - 1.3 Выявление конструкторских ошибок;
- 2 Построение базовой детали – коробка.
  - 2.1 Анализ конструктивных особенностей коробки;
    - уточнение положения и размеров посадочных отверстий под опоры;
    - уточнение положения и размеров имеющихся приливов;
    - уточнение габаритных размеров коробки и толщины стенок;
  - 2.2 Построение 3D-модели коробки.
- 3 Построение 3D-моделей валов.
  - 3.1 Анализ конструктивных особенностей вала:
    - выделение конструктивных участков вала, характеризующихся диаметральными и осевыми размерами;
    - уточнение посадочных размеров под упорные кольца (ГОСТ 13942-86);
  - 3.2 Создание 3D-моделей валов;
- 4 Расчет и построение зубчатых колес.
  - 4.1 Анализ конструктивных особенностей зубчатых колес;
  - 4.2 Расчет зубчатых колес;
  - 4.3 Построение зубчатых колес;
- 5 Построение конструктивных элементов коробки скоростей.
  - 5.1 Построение упорных колец;
  - 5.2 Построение втулок;
  - 5.3 Построение конструктивных элементов механизма переключения;
- 6 Сборка коробки скоростей.

## 2 Анализ исходных данных

Исходными данными для сборки коробки скоростей являются развертка и свертка коробки скоростей.

После завершения конструктивной разработки элементов конструкций коробок скоростей и подач с учетом особенностей технологии и экономики их изготовления, переходят к вычерчиванию коробки скоростей конструктивно в развернутом виде. При этом все виды располагают в одной плоскости, проходящей через их оси, а все детали изображаются на ней в разрезе. Такое расположение валов дает возможность показать конструкцию коробки скоростей в целом и, кроме того, размещение шкивов, муфт и зубчатых колес на валах, способ их крепления и перемещения, конструкцию подшипников и способы их регулировки. Такое представление коробки скоростей называют – развертка.

Разработку конструкции необходимо вести начиная с первого вала, а детали размещать на валах так, чтобы расстояния между ними в осевом направлении были минимально возможными, не допуская даже малых излишеств в размерах в указанном направлении. Не следует забывать, что небольшие прибавки к необходимым размерам в осевом направлении повлекут за собой излишнее увеличение габаритов коробки скоростей, удлинение валов, увеличение размеров корпуса коробки скоростей, увеличение объема материала и его веса, трудоемкости на изготовление и, как следствие, увеличение стоимости изготовления всего изделия.

Однако развертка не дает полной картины расположения валов в коробке скоростей и не показывает взаимного расположения зубчатых колес. Поэтому конструктор обязательно вычерчивает коробку скоростей в свернутом виде (свертку), т. е. вторую проекцию, представляющую собой сечение коробки скоростей плоскостью, перпендикулярной валам, добиваясь рациональных ее размеров в вертикальном и горизонтальном направлениях и минимальной площади сечения.

Выполняя вторую проекцию коробки скоростей, следует иметь в виду правильное определение основных размеров корпуса коробки. Для этого делают поперечное сечение плоскостями, проходящими через зубчатые передачи с максимальными передаточными числами. Само собой разумеется, что зубчатые колеса в разрезе в поперечной плоскости не показываются, а изображаются с внешней стороны. Во второй проекции (свертке) коробки скоростей должен быть детально разработан механизм управления коробкой скоростей со всеми необходимыми разрезами и сечениями, а также определено расположение всех видов в поперечном сечении. При этом необходимо учитывать следующие обстоятельства:

а) стремиться к тому, чтобы оси валов располагались по возможности на одних и тех же линиях, как по вертикали, так и по горизонтали (в целях упрощения расточки корпуса коробки). Если это вызывает увеличение поперечного сечения коробки, то лучше располагать валы так, чтобы получить минимальные габариты в поперечном направлении коробки;

б) наиболее нагруженные валы необходимо располагать ближе к основанию коробки, в особенности тогда, когда они имеют высокие числа оборотов. В противном случае может возникнуть вибрация коробки скоростей;

Низкое расположение наиболее нагруженных валов по отношению к основанию коробки снижает центр тяжести самой коробки и делает ее более устойчивой;

в) для увеличения жесткости корпуса коробки скоростей, особенно при большой ее длине, желательно предусмотреть поперечные стенки между основными. При наличии таких стенок первые валы как менее нагруженные по длине необходимо делать более короткими, чем предшпиндельный вал, используя стенки для размещения подшипников. Предшпиндельный вал в таких случаях лучше располагать на трех опорах;

г) предусмотреть место для размещения муфты реверсирования, механизма перемещения шестерен, тормоза и ряда других устройств.

После разработки свертки, разместив зубчатые колеса на валах и зная их взаимное расположение относительно друг друга в поперечном сечении, находят их наивыгоднейшее расположение на каждом из валов в продольном направлении. При этом необходимо произвести корректировку листа проекта - развертки.

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

- габаритные размеры;
- сопряженные размеры с обозначением посадок (в местах установки зубчатых колес, муфт, подшипников и т. п.);
- размеры с предельными отклонениями, которые по конструкции сборочной единицы проверяются при ее сборке.
- размеры зазоров, которые должны устанавливаться при сборке.
- присоединительные размеры: диаметр и длина выступающих концов валов; размеры шпонок на них; координаты между осями крепежных отверстий в корпусе, предназначенные для крепления корпуса к плите; диаметры этих отверстий и др.
- основные размеры, характеризующие сборочную единицу или ее главные детали, например: межосевые расстояния с допускаемыми отклонениями, число зубьев и модули зубчатых и червячных колес и т. п.

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

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

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

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

4 Техническая характеристика сборочной единицы: общее переда-

точное число, наибольший крутящий момент на выходном валу, наибольшее число оборотов быстроходного вала, степень точности изготовления передач и др.

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

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

На рисунках 1 и 2 приведены упрощенные варианты свертки и развертки коробки скоростей токарного станка.

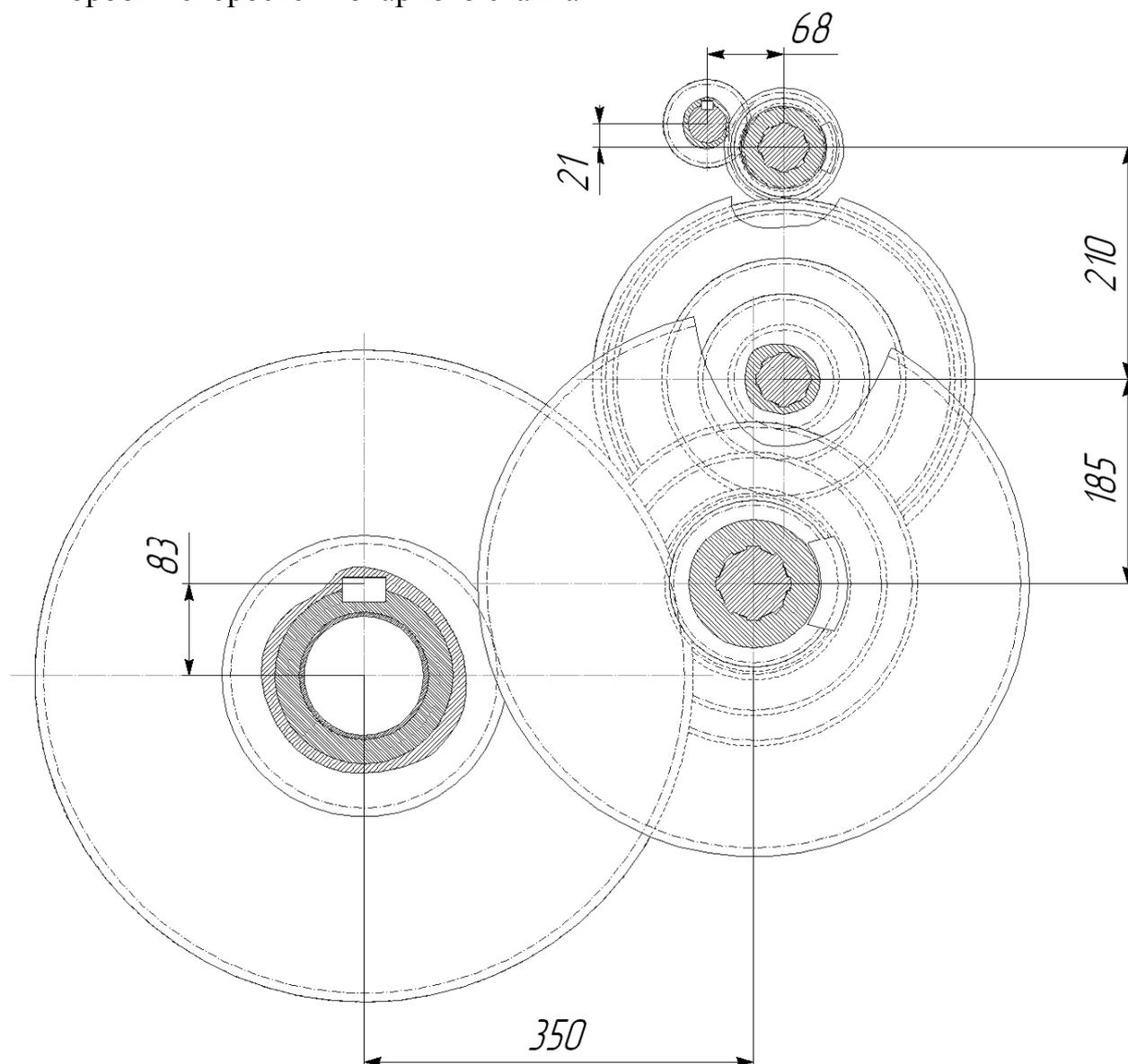


Рисунок 1 – Пример свертки коробки скоростей

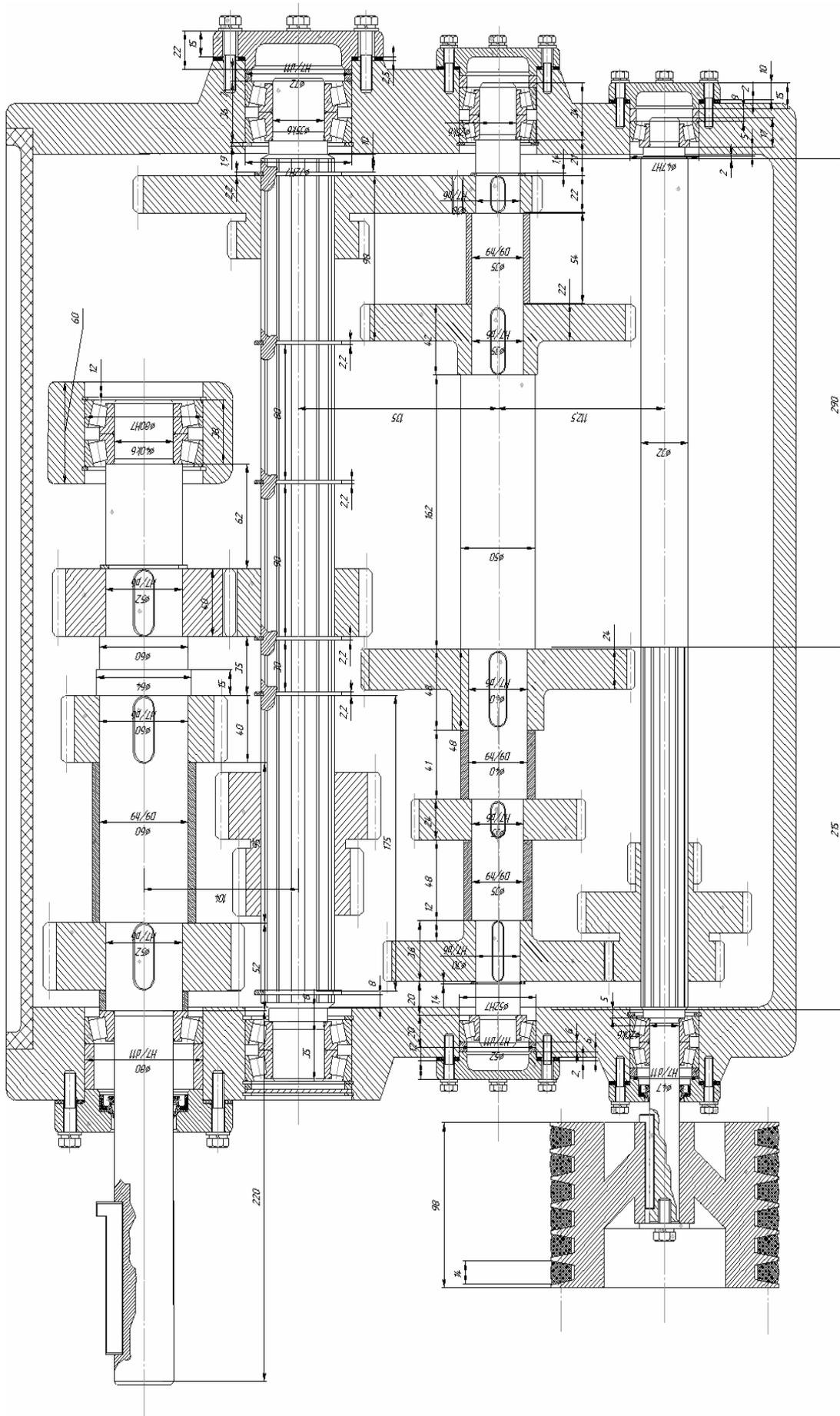


Рисунок 2 – Пример развертки коробки скоростей

Рисунок 2 – Пример развертки коробки скоростей

### 3 Разработка и построение 3D-модели корпуса коробки скоростей

Несущая система станка (НСС) образуется совокупностью элементов станка, через которые замыкаются силы, возникающие при резании. К элементам НСС относятся шпиндель с опорами, станины и корпусные детали. Соединение элементов НСС между собой реализуется через неподвижные и подвижные соединения — направляющие. НСС - наиболее специфическая система станка, и ее характеристики определяют взаимодействие всех его узлов. НСС должна обеспечивать и сохранять в течение срока службы станка возможность обработки с заданными режимами и требуемой точностью.

Элементы НСС укрупнено могут быть разделены на три группы: станины и основания; коробки (коробки скоростей, шпиндельные бабки и т.п.); детали узлов для поддержания и перемещения инструмента и заготовки.

Большинство корпусов шпиндельных бабок и коробок скоростей имеют форму параллелепипеда; реже применяют корпусы цилиндрической формы (например, шпиндельные блоки многошпиндельных токарных автоматов) /10/.

Для деталей типа коробок жесткость можно характеризовать перемещением точки приложения сосредоточенной силы, перпендикулярной нагруженной грани. Нагрузки, действующие в плоскости стенок, вызывают деформации наружного контура значительно меньше, чем деформации стенок из своей плоскости, а моменты, действующие в плоскости, перпендикулярной стенкам, обычно сравнительно невелики.

Наибольшее влияние на жесткость коробки оказывает увеличение жесткости стенки непосредственно в месте приложения нагрузки. При этом жесткость может быть существенно увеличена за счет бобышек и специальных ребер, подкрепляющих бобышки.

Наличие отверстий в нагруженных стенках снижает жесткость коробок. Влияние отверстия примерно пропорционально площади, занимаемой отверстием, причем коэффициент пропорциональности зависит от расстояния от точки приложения силы до рассматриваемого отверстия. Влияние отверстий в известной степени компенсируется влиянием бобышек достаточного диаметра и высоты, подкрепляющих отверстия. Однако увеличение диаметра и высоты бобышек целесообразно только до определенного предела. Обозначив отношение диаметра бобышки  $D$  к диаметру отверстия  $d$  -  $k_d$ , отношение высоты бобышки  $H$  к толщине стенки  $h$  -  $k_h$ , из практики известно, что существенного влияния на жесткость не оказывают уже следующие диапазоны данных коэффициентов:

$$k_d = 1,4 : 1,6 \text{ и } k_h = 3 : 4$$

Крышки коробок, как правило, выполняют привинчивающимися.

При выборе размеров и материала корпусных деталей по условиям жесткости и технологичности условия прочности обычно обеспечиваются автоматически. Для изготовления станин и корпусных деталей используют чугун

и низкоуглеродистую сталь, а из неметаллических материалов – бетон, синтетгран.

Толщину стенок чугунных отливок назначают исходя из технологических требований к их качеству, в частности с учетом опасности трещинообразования, а также в ряде случаев по условиям жесткости. Однако следует иметь в виду, что увеличение размеров сечения при рациональной его форме или введение ребер жесткости на стенках в значительно большей степени повышает жесткость, чем соответствующее увеличение по массе толщины стенок. Поэтому в большинстве случаев целесообразно назначать толщину стенок минимально допустимой по соображениям литейной технологии, а необходимую жесткость обеспечивать за счет рационального конструктивного оформления.

Таким образом, прежде чем приступить к выполнению 3D-модели корпуса коробки следует провести анализ конструкции:

- собираемость конструкции, положение линий разъема, наличие крышек;

- уточнить положение и размеры посадочных отверстий под опоры;

- уточнить положение и размеры имеющихся приливов и бобышек;

- уточнить габаритные размеры корпуса коробки и толщину стенок.

Необходимость в уточнении указанных выше размеров определяется:

- наличием конструкторских ошибок;

- недостатками конструкторской проработки разверток и свертки коробки скоростей.

Недостающие размеры восстанавливаются либо прямым измерением по чертежу, либо введением дополнительных размеров, исходя из справочных данных по конструктивным элементам [11-13].

Ниже предлагается один из наиболее простых вариантов построения модели корпуса коробки, включающий несколько последовательных шагов.

Первый шаг построения твердотельной модели – построение коробки со стенками равной толщины (рисунок 3).

Второй шаг выполняется в соответствии с чертежом развертки – изменение базовых толщин отдельных стенок (рисунок 4).

На третьем шаге выполняются все необходимые приливы и бобышки на стенках коробки (рисунок 5).

На следующем шаге выполняются все необходимые посадочные отверстия под опоры (рисунок 6). Так как в сборке используются стандартные подшипники качения, то диаметральные размеры уточняются по базе данных подшипников.

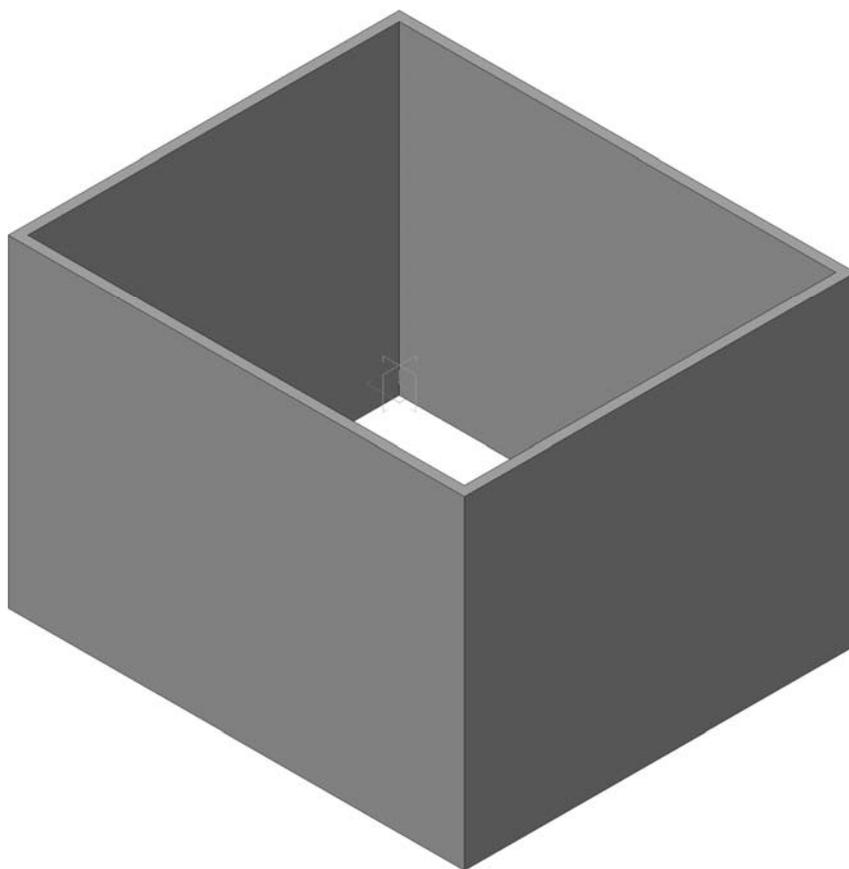


Рисунок 3 – Модель корпуса коробки со стенками равной толщины

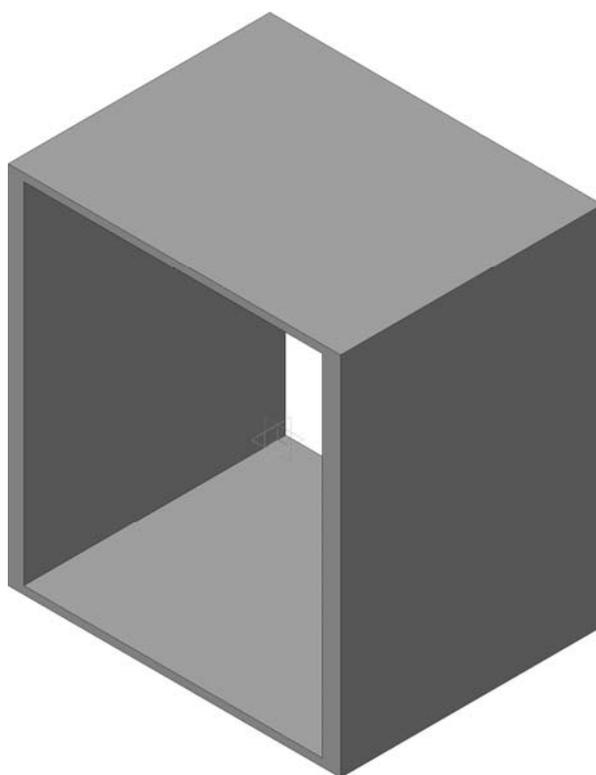


Рисунок 4 – Второй шаг построения модели

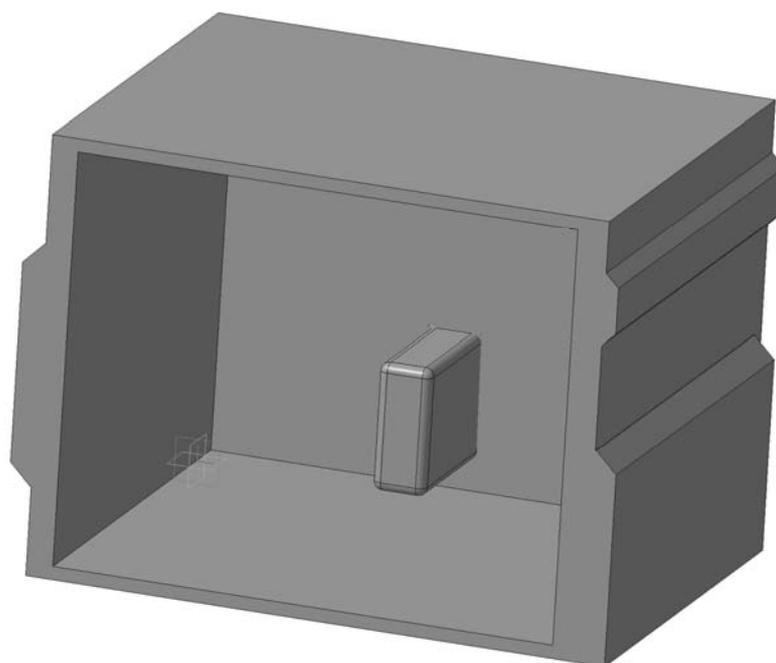


Рисунок 5 – Модель корпуса коробки (третий шаг)

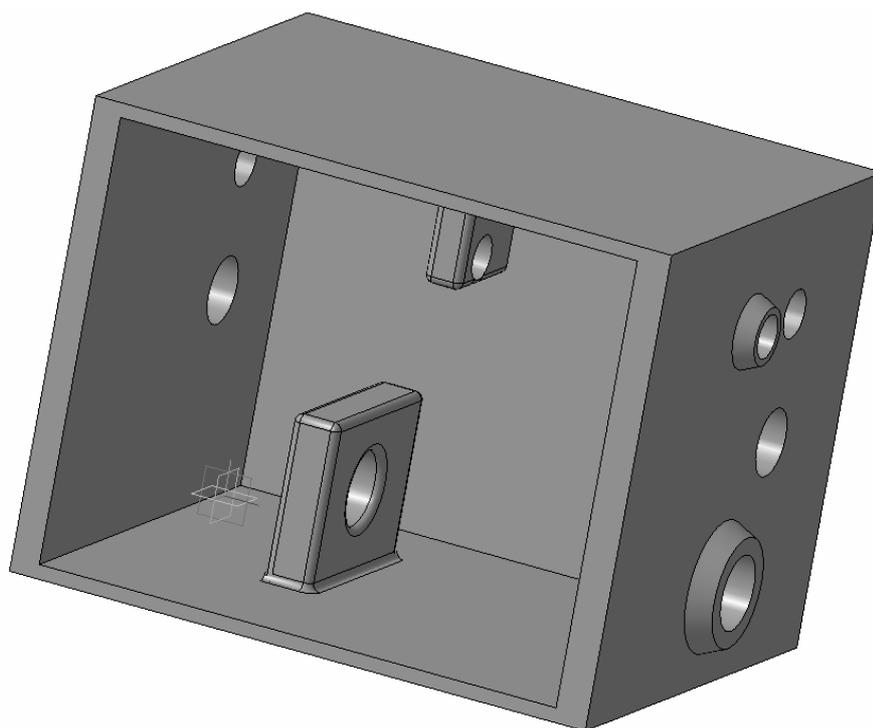


Рисунок 6 – Модель корпуса коробки с необходимыми отверстиями

## 4 Построение 3D-моделей валов

Вращающиеся детали станка устанавливаются на валах или осях, обеспечивающих постоянное положение оси вращения этих деталей.

Валы - детали, предназначенные для передачи крутящего момента вдоль своей оси и для поддержания вращающихся деталей машин. Простейшие прямые валы имеют форму тел вращения. Вал вращается в подшипниках. Так как передача крутящих моментов связана с возникновением сил, то валы обычно подвержены действию не только крутящих моментов, но также поперечных сил и изгибающих моментов.

Оси предназначены для поддержания вращающихся деталей и не передают полезного крутящего момента. Обычно они подвергаются воздействию поперечных сил, изгибающих моментов и не учитываемых при расчетах крутящих моментов от сил трения.

Оси разделяют на вращающиеся, обеспечивающие лучшую работу подшипников, и неподвижные, требующие встройки подшипников во вращающиеся детали.

Валы и оси имеют аналогичные формы и общую функцию - поддерживать вращающиеся детали.

Опорные части валов и осей называют цапфами или шейками.

Прямые валы разделяют на:

- валы постоянного диаметра;
- валы ступенчатые;
- валы с фланцами для соединения по длине,
- валы с нарезанными шестернями.

По форме сечения валы разделяют на гладкие, шлицевые и профильные.

Форма вала по длине определяется распределением нагрузки и условиями технологии изготовления и сборки.

Эпюры изгибающих моментов по длине валов, как правило, не постоянны и обычно сходят к нулю к концевым опорам или к концам валов. Крутящий момент обычно передается не на всей длине вала. Поэтому по условию прочности допустимо и целесообразно конструировать валы переменного сечения, приближающиеся к телам равного сопротивления. Практически валы выполняют ступенчатыми. Эта форма удобна в изготовлении и сборке; уступы валов могут воспринимать большие осевые силы. Желательно, чтобы каждая насаживаемая на вал неразъемная деталь проходила по валу до своей посадочной поверхности без натяга во избежание повреждения поверхностей и ослабления посадок. Валы могут быть полыми. Полый вал с отношением диаметра отверстия к наружному диаметру составляющим 0,75 легче сплошного равнопрочного вала почти в два раза. На практике полые валы применяют при жестких требованиях к массе и при необходимости прохода сквозь валы или размещения внутри валов других деталей. В массовом производстве иногда применяют полые сварные валы постоянного сечения из ленты, намотанной по винтовой линии. При этом экономится до 60 % металла.

Круглая качественная сталь для валов поставляется длиной до семи метров, поэтому более длинные валы делают составными, что необходимо также по условиям монтажа и транспортирования. Валы соединяют с помощью соединительных муфт или фланцев на валах. Фланцы делают на фасонных чугунных валах и на тяжело нагруженных стальных валах. К стальным валам фланцы обычно приваривают или их выполняют высадкой.

Узкие упорные буртики на валах выполнять нецелесообразно, так как это приводит к увеличению диаметров заготовок и к переводу в стружку значительного количества металла.

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей) выбирают из стандартного ряда посадочных размеров, диаметры под подшипники качения - из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников качения. Перепад диаметров ступеней определяется: стандартными диаметрами посадочных поверхностей под ступицы и подшипники, достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил при заданных радиусах закругления кромок и размерах фасок и, наконец, условиями сборки. Перепад диаметров ступеней вала при наличии призматических шпонок желательно выбирать так, чтобы иметь возможность разборки без удаления шпонок из вала. Перепад диаметров должен быть минимальным.

Если тихоходный вал имеет несколько шпоночных канавок по длине, то во избежание перестановки вала при фрезеровании их целесообразно размещать в одной плоскости.

Шейки валов, работающие в подшипниках скольжения, выполняют: цилиндрическими, коническими, сферическими. Основное применение имеют цилиндрические цапфы. Концевые шейки для облегчения сборки и фиксации вала в осевом направлении обычно делают несколько меньшего диаметра, чем соседний участок вала. Иногда шейки, при разъемных подшипниках, делают с буртами для предотвращения осевых смещений в обоих направлениях. Конические шейки применяют для регулирования зазора в подшипниках, а иногда для осевого фиксирования вала. Зазор регулируют осевым перемещением вала или вкладыша подшипника. Сферические шейки ввиду трудности их изготовления применяют только при необходимости значительных угловых смещений оси вала.

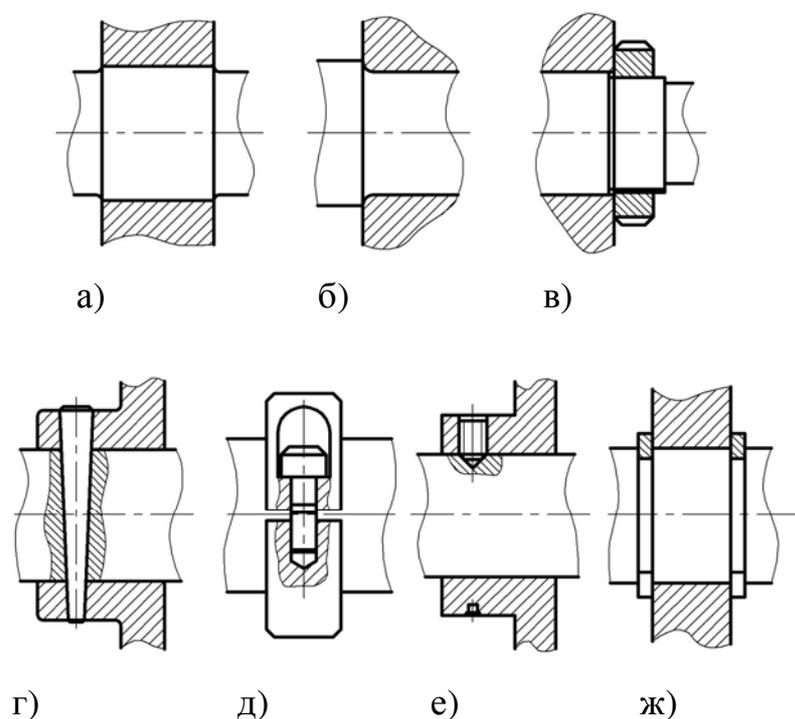
Шейки валов для подшипников качения характеризуются меньшей длиной, чем для подшипников скольжения. Исключение составляют конструкции с двумя подшипниками качения в опоре. Как правило, шейки для подшипников качения выполняют цилиндрическими. В редких случаях применяют конические шейки с малой конусностью - для регулирования зазоров в подшипниках упругим деформированием колец. Шейки для подшипников качения нередко выполняют с резьбой или с другими средствами для закрепления колец.

Посадочные поверхности под ступицы деталей, насаживаемых на вал, выполняют цилиндрическими или коническими. Основное применение имеют цилиндрические поверхности как более простые. Конические поверхности применяют: для облегчения постановки на вал и снятия с него тяжелых деталей, для обеспечения заданного натяга, для быстрой смены деталей типа

сменных шестерен и для повышения точности центрирования деталей. В последнее время конические соединения с большим натягом получили широкое распространение.

Осевые нагрузки на валы от насаженных на них деталей передаются следующими способами:

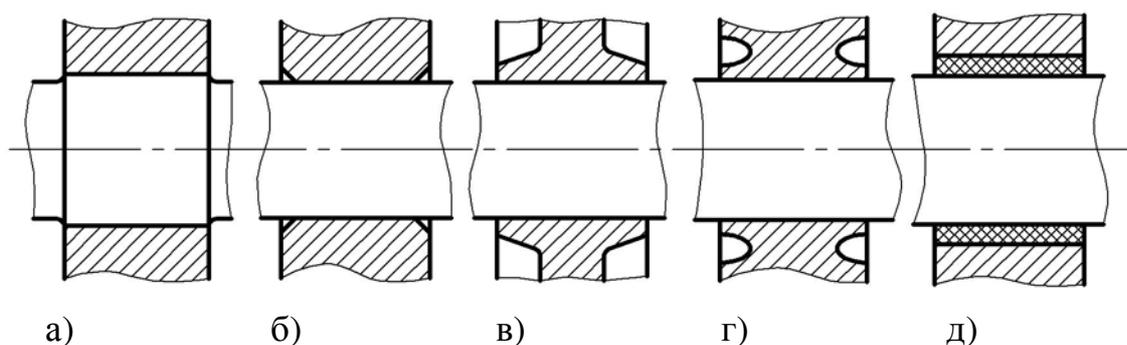
- 1) тяжелые нагрузки - упором деталей в уступы на валу, посадкой деталей с натягом (рисунок 7 а, б);
- 2) средние нагрузки - гайками, штифтами (рисунок 7 в и г);
- 3) легкие нагрузки (и предохранение от перемещений случайными силами) - стопорными винтами, клеммовыми соединениями, пружинными кольцами (рисунок 7 д-ж).



а - посадка с натягом; б - упор в уступ; в - гайка; г - конический штифт; д - клеммовое соединение; е - стопорный винт; ж - пружинное кольцо  
Рисунок 7 – Средства восприятия осевых нагрузок и осевого крепления деталей на валах

Сопротивление валов усталости определяется относительно малыми объемами металла в зонах значительной концентрации напряжений. Поэтому особо эффективны специальные конструктивные и технологические мероприятия по повышению выносливости валов.

Наблюдаемое резкое понижение сопротивления усталости валов в местах посадок в основном связано с концентрацией давления и фреттинг-коррозией, вызываемой местными проскальзываниями и кромочными давлениями. Конструктивные средства повышения выносливости показаны на рисунок 8.



а - утолщение подступичной части; б - закругление кромок ступицы; в - утонение ступицы; г - разгрузочные канавки; д - втулки или заливки в ступице из материала с низким модулем упругости

Рисунок 8 – Конструктивные средства повышения сопротивления валов усталости в местах посадок

Наиболее эффективно утолщение вала на длине ступицы. Весьма эффективно также поверхностное упрочнение.

Упрочнением подступичных частей поверхностным наклепом (обкаткой роликами или шариками) можно повысить предел выносливости валов с концентрацией напряжений на 80 - 100 %, причем этот эффект распространяется на валы диаметром 500 - 600 мм и более. Такое упрочнение получило в настоящее время широкое распространение.

Прочность валов в местах шпоночных, шлицевых и других разъемных соединений со ступицей может быть повышена применением: эвольвентных шлицевых соединений; шлицевых соединений с внутренним диаметром, равным диаметру вала на соседних участках, или с плавным выходом шлицев на поверхность, обеспечивающим минимум концентрации напряжений изгиба; шпоночных канавок, изготовляемых дисковой фрезой и имеющих плавный выход на поверхность; бесшпоночных соединений.

Переходные участки валов между двумя ступенями разных диаметров выполняют следующих типов.

1 С канавкой для выхода шлифовальных кругов (рисунок 9 а). Канавки обычно выполняют на валах диаметром от 10 до 50 мм шириной 3 мм и глубиной 0,25 мм, а на валах диаметром от 50 до 100 мм - шириной 5 мм и глубиной 0,5 мм. Канавки должны иметь максимально возможные радиусы закруглений. Канавки существенно повышают стойкость шлифовальных кругов при обработке. Однако они вызывают значительную концентрацию напряжений и понижают прочность валов при переменных напряжениях.

Канавки выполняют в валах, диаметры которых определяются условиями жесткости (в частности, валах коробок передач), и на концевых участках валов, на которых изгибающие моменты невелики. Канавки также нужны на концах участков с резьбой для выхода резьбонарезного инструмента.

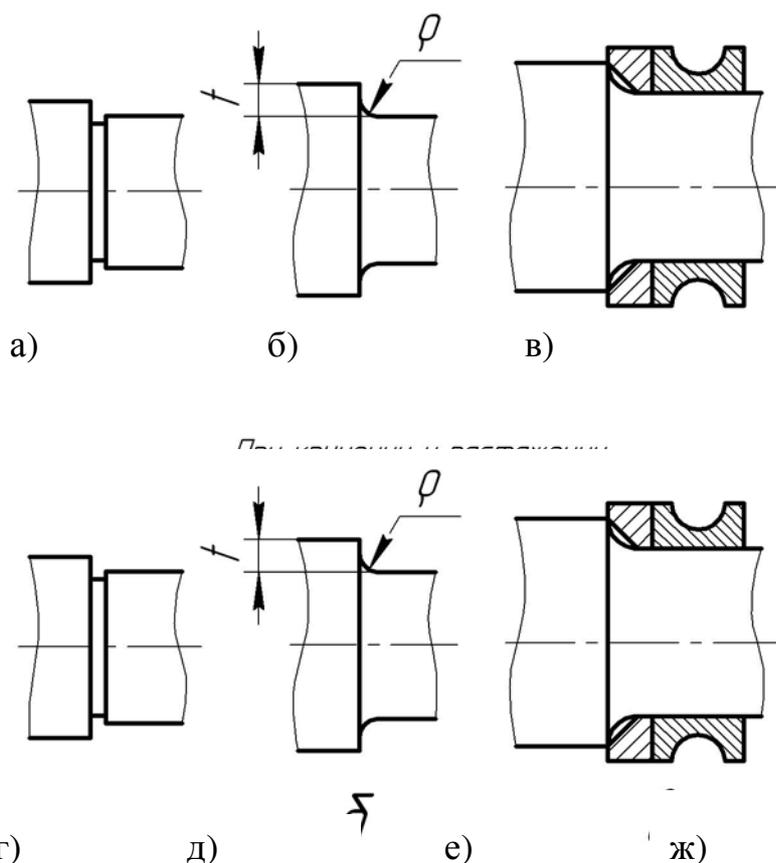
2 С переходной поверхностью - галтелью постоянного радиуса (рисунок 9 б). Радиус галтели выбирают меньше радиуса закругления или радиального размера фаски насаживаемых деталей.

Для шеек под подшипники качения рекомендуют:

$$\rho/d = 0,02, \dots, 0,04 \text{ и } t/\rho \approx 3$$

где  $d$  - меньший диаметр сопрягаемых ступеней, мм;

$t$  - высота уступа, т. е. полуразность диаметров ступеней (меньшие значения для больших диаметров).



а - с канавкой для выхода шлифовального круга; б - постоянного радиуса; в - под промежуточное кольцо; г - эллиптическая с поднутрением; д - оптимальной формы при изгибе (внутренняя кривая) и при кручении и растяжении (наружная кривая); е - с разгрузочной канавкой; ж - с отверстием в ступени большого диаметра

Рисунок 9 – Переходные поверхности валов

Желательно, чтобы радиус закругления в сильнонапряженных валах был больше или равен  $0,1 \cdot d$ . Однако это условие далеко не всегда можно выдерживать, так как при этом увеличиваются осевые размеры. При высокой напряженности вала возможно осевое базирование деталей по самой переходной по-

верхности, но это исполнение весьма трудно в технологическом отношении. Когда радиус галтели сильно ограничивается радиусом закругления кромок насаживаемых деталей, ставят проставочные кольца (рисунок 9 в).

3 С переходной поверхностью – галтелью специальной формы. Опасной зоной обычно является переход галтели в ступень меньшего диаметра; поэтому в заданных габаритах целесообразно делать галтель переменного радиуса кривизны с увеличением радиуса в зоне перехода к ступени меньшего диаметра. Применяют галтели эллиптической формы и чаще галтели, очерчиваемые двумя радиусами кривизны. Переменность радиуса кривизны галтели повышает несущую способность вала на 10 %. Галтели с поднутрением (рисунок 9 г) увеличивают длину базирования ступиц. Однако полировать галтели с поднутрением трудно. Подбором галтели оптимальной формы на длине 0,75 - 1 диаметра вала (рисунок 9 д) можно практически избавиться от концентрации напряжений.

Повышение прочности валов в переходных сечениях достигается также удалением малонапряженного материала: выполнением разгрузочных канавок (рисунок 9 е) и высверливанием отверстий в ступенях большого диаметра (рисунок 9 ж). Эти мероприятия обеспечивают более равномерное распределение напряжений и снижают концентрацию напряжений.

Пластическим упрочнением галтели можно повысить несущую способность валов в 1,5 - 2 раза.

Примеры твердотельных моделей отдельных участков валов приведены на рисунках 10 - 12.

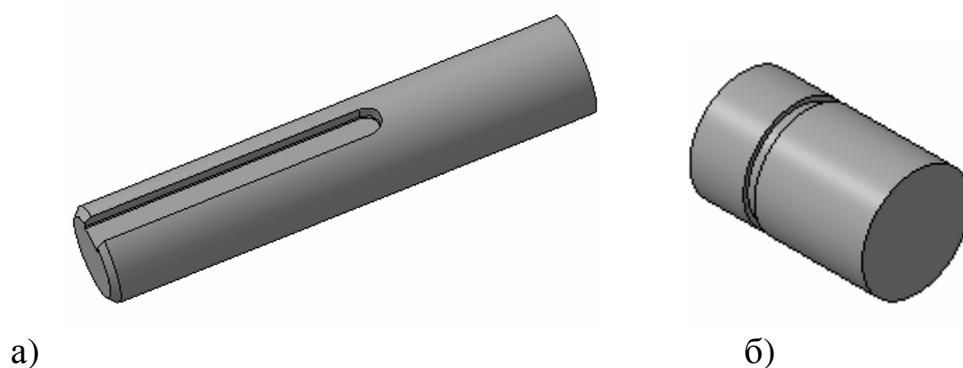


Рисунок 10 – Фрагменты участков вала со шпоночным пазом и канавкой

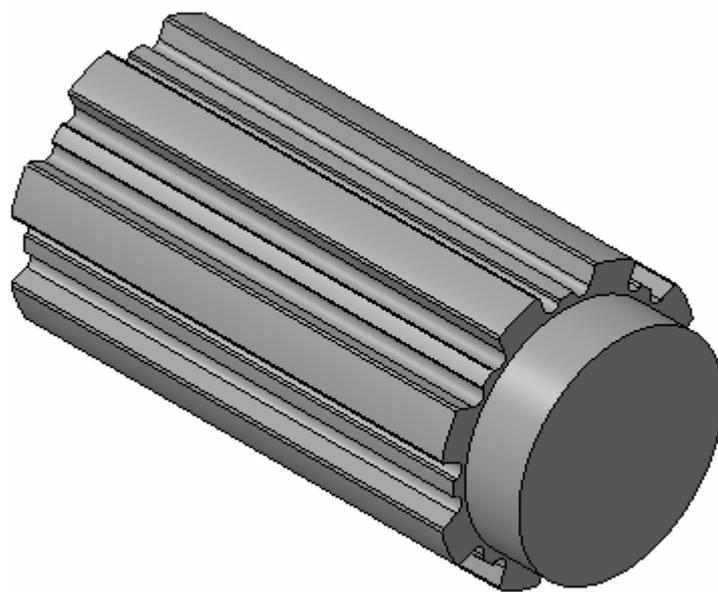


Рисунок 11 – Фрагмент шлицевого участка вала

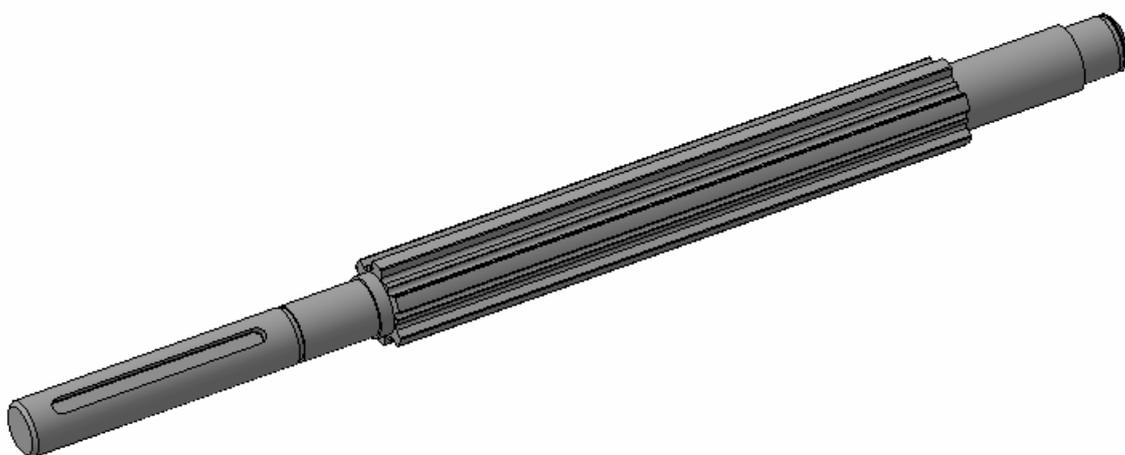


Рисунок 12 – Пример вала, включающий участки: фаски, шпоночные пазы, гладкие цилиндрические, шлицы

## 5 Построение модели шпинделя

### 5.1 Общие сведения

Шпиндельный узел является конечным звеном привода главного движения и частью несущей системы; предназначен для крепления приспособления с инструментом или заготовкой и всегда реализует одно из движений формообразования; оказывает самое существенное влияние на точность, надежность и производительность всего станка.

К шпиндельным узлам станков предъявляют следующие основные требования:

1) точность вращения, измеряемая биением на переднем конце шпинделя в радиальном или осевом направлениях; отклонения от идеального вращения являются одной из основных причин погрешностей обработки на многих станках;

2) жесткость шпиндельного узла, определяемая по упругим перемещениям переднего конца шпинделя, обусловленным податливостью собственно шпинделя и его опор; радиальная и осевая жесткость шпиндельного узла существенно влияет на точность обработки;

3) виброустойчивость шпиндельного узла, существенно влияющая на общую устойчивость несущей системы и всего станка; демпфирующие свойства опор и амплитудно-частотные характеристики шпиндельного узла влияют на шероховатость поверхности и предельно допустимые режимы обработки (для быстроходных шпинделей станков опасность могут представлять резонансные явления);

4) долговечность шпиндельных узлов;

5) ограничение тепловыделения и температурных деформаций шпиндельного узла, которые сильно влияют на точность обработки; опоры шпинделей при значительной частоте вращения являются интенсивным источником выделения тепла в непосредственной близости к зоне обработки;

6) быстрое и надежное закрепление инструмента, приспособления или детали, обеспечивающее их точное центрирование и соответственно точное вращение; в современных станках возрастают требования к автоматизации закрепления инструмента, приспособления или обрабатываемой детали.

Выполнение совокупности сложных требований, предъявляемых к шпиндельным узлам станков, осуществляется при правильном подборе материала и конструкции шпинделя, а главным образом при обоснованном выборе типа и конструкции его опор.

Особенностью многих станков является то, что указанные требования должны выполняться при изменяемых в широких пределах нагрузках и частотах вращения.

По виду опор различают шпиндельные узлы (ШУ) на подшипниках качения (более 90 %), гидростатических, гидродинамических, аэростатических и электромагнитных опорах. Наиболее универсальными являются подшип-

ники качения, однако точность их ограничена, как правило, 2 мкм, в то время как бесконтактные опоры по этому показателю существенно лучше.

По совокупности признаков наилучшими являются опоры качения, которые применяют в большинстве случаев. Только при особых требованиях (точности, демпфирования, быстроходности или несущей способности) переходят к опорам других типов.

В зависимости от расположения опор используют двухопорные или трехопорные ШУ.

Наиболее распространены двухопорные ШУ как наиболее простые и точные, трехопорные используют редко для повышения жесткости и виброустойчивости. С позиции тепловых деформаций предпочтительным является переднее расположение осевых опор, однако для упрощения конструкции, обслуживания, сборки применяют и заднее расположение опор.

По связи с приводом различают следующие шпиндельные узлы:

- с автономной коробкой передач;
- с коробкой, встроенной в ШУ;
- мотор-шпиндели, в которых привод встроен непосредственно в шпиндель;
- многошпиндельные узлы, в которых движение от одного ведущего вала передается на ряд параллельных шпинделей;
- шпиндельные узлы с двойным приводом от коробок скоростей и подач.

Во время работы одного из них второй автоматически отключается. Такое решение используют при круговой подаче, например, при фрезеровании и обточке заготовок на станках токарной группы.

В зависимости от конструктивного исполнения ШУ можно выделить гильзовое исполнение, при котором ШУ выполнен в виде гильзы, что позволяет проводить унификацию и организовать централизованное производство.

В горизонтально-расточных станках применяют ШУ, в которых предусмотрено два шпинделя: один полый, а второй меньшего диаметра, осуществляющий наряду с вращением также осевое перемещение (относительно полого шпинделя). В особо тяжелых горизонтально-расточных станках, предусмотрено два соосных шпинделя с автономными приводами, один из которых используется для вращения малого шпинделя, а на другой (большого диаметра) насаживается планшайба.

По способу закрепления детали и инструмента различают шпиндельные узлы: с ручным зажимом, например, заготовки на токарном станке или инструмента на станках фрезерного типа.

В шпиндельном узле с высокой частотой вращения предусматривают механизмы зажима с исключением влияния центробежных сил на усилие. Применяют также схему закрепления инструмента на специальной оправке, которая зажимается в шпинделе станка.

По типу уплотнений различают ШУ с контактными и бесконтактными уплотнениями. Контактные уплотнения применяют при малой скорости (менее 10 м/с) вследствие большого нагрева. В отдельных конструкциях уста-

навливают пружинные кольца. Наиболее часто используют бесконтактные уплотнения. Действие лабиринтных уплотнений основано на торможении (завихрении) воздуха в узкой кольцевой щели (от 0,05 до 0,1 мм) с последующим расширением в смежной камере большого объема. В кольцевой щели давление преобразуется в скоростной напор; потери напора обеспечивает уплотнение.

Часто в лабиринтных уплотнениях используется эффект центробежных сил, которые различны на разных диаметрах лабиринтного уплотнения. На большем диаметре эти силы больше, поэтому давление на большем диаметре больше, чем на меньшем, что способствует надежной работе уплотнений.

Фиксацию деталей на шпинделе осуществляют следующими способами: с помощью двух гаек; гайкой и шайбой; подпружиненным фиксатором; с помощью винта и медного сухаря; за счет деформации тела гайки. Общими требованиями к механизмам фиксации являются тонкая регулировка, высокая надежность и равномерность передачи сил при зажиме.

ШУ различаются и по другим признакам, которые специфичны для небольших категорий ШУ.

## **5.2 Современные шпиндельные узлы фирмы SKF**

### **5.2.1 Шлифовальные шпиндели**

Обладая 80-летним опытом производства шпинделей, SKF может предоставить разнообразные конструктивные решения в области современных высокооборотных шлифовальных шпинделей наивысшего качества, отвечающих современным производственным требованиям. Учитывая широкий диапазон мощности шлифовальных шпинделей SKF, можно использовать один шпиндель для нескольких различных операций, экономя время на переналадку станков. Шпиндели изготавливаются из закаленных долговечных легированных сталей, что предотвращает повреждение поверхности на ранней стадии или заедание компонентов при сборке станков. Корпуса шпинделей имеют стандартные отраслевые диаметры; соединительные штуцеры систем смазки и охлаждения отвечают общепринятым мировым стандартам.



Рисунок 13 – Внешний вид типового шлифовального шпинделя фирмы SKF

### 5.2.2 Компактные шпиндели

Компактные шпиндели представляют новое поколение шпинделей, разработанных подразделением Высокоточных Технологий SKF (SKF Precision Technologies) для удовлетворения растущих требований станкостроительной промышленности к сроку службы, рабочим характеристикам и универсальности. Новые компактные шпиндели – это стандартные, многоцелевые и универсальные шпиндели, пригодные для разнообразных режимов работы.



Рисунок 14 – Фото компактного шпинделя фирмы SKF

### 5.2.3 Высокооборотные шпиндели

SKF – мировой поставщик шпинделей широкого ассортимента: от шпинделей с внешними приводами или встроенными моторами на основе подшипников качения до высокопроизводительных шпинделей с газодинамическими и магнитными подшипниками. Опыт и знания SKF в области технологии изготовления подшипников, датчиков и электронных устройств могут удовлетворить конкретные требования заказчиков к прецизионной механической обработке.

ШУ фирмы SKF могут быть оснащены системой обнаружения повреждений шпинделей CDS. Система CDS (crash detection system) используется для контроля режимов работы станков и состояния шпинделей. Трёхкоординатный виброметр измеряет вибрации на фланцевом конце шпинделя. Данные по вибрации подразделяются на восемь классов. Скорость шпинделя измеряется тем же или дополнительным датчиком скорости и подразделяется на 6 классов. Три термодпары измеряют температуру двух главных подшипников и приводного двигателя. Минимальные, максимальные и средние значения этих температур для каждой пары классов (шесть классов скорости для восьми классов вибрации в итоге образует 48 возможных комбинаций) сохраняются, и время работы в конкретном режиме суммируется. Кроме того, регистрируются данные о состояниях с максимальными значениями по температуре, вибрации или скорости с пометкой времени для последующих анализов в случае повреждения шпинделей. Иллюстрация применения системы CDS приведена на рисунке 15.



Рисунок 15 – Пример использования системы обнаружения повреждений ШУ

### 5.3 Шпиндель – Инструмент

Исследование в Штате Массачусетс Институт Технологии (MIT), Кембриджа, в итоге завершилось созданием отдельных компонентов для металлорежущего станка, среди них гиростатический шпиндель, имеющий 100000 об/мин с мощностью турбинного привода 100 кВт. Шпиндель представляет собой монолитную конструкцию, включающей в одном устройстве: привод (турбина), шпиндель и инструмент. В качестве опор используют гидростатические опоры, работающие на воде. При этом конструкторам удалось обеспечить энергетические потери в опорах, сопоставимые с энергетическими потерями, имеющими место для шпинделя на гибридных шариковых подшипниках, работающим на частоте равной 50000 об/мин.

На рисунке 16 приведен общий вид шпинделя – инструмента. На рисунке 17 приведен общий вид скоростного шпинделя на гидростатических опорах, в конструкциях которых использованы те же решения, что и для шпинделя-инструмента, позволяющие достигать высокие параметры быстроходности.



Рисунок 16 – Общий вид шпинделя-инструмента



Рисунок 17 – Общий вид скоростного шпинделя на самокомпенсирующихся гидростатических опорах

## 5.4 Характерные особенности высокоскоростных шпиндельных узлов

Высокоскоростной шпиндель должен быть разработан с учетом определенных внедренческих требований. Основными пользовательскими требованиями являются:

- мощность шпинделя, включающая пиковую и непрерывную;
- максимальная нагрузка на шпиндель, осевая и радиальная;
- максимально допустимая скорость шпинделя;
- тип и размер инструментальной оправки, работа с устройством смены инструмента;
- ременный привод или интегрированный мотор-шпиндель.

Хотя эти критерии могут показаться очевидными, для конструктора шпинделя они представляют широкое поле требований, которые очень трудно совместить и оптимизировать в одной конструкции. Многие критерии противоречат друг другу, и требуется поиск компромисса между ними для создания наилучшей конструкции.

Конструкция шпинделя зависит также от станка. Габариты свободного пространства в головке, стоимостные ограничения, сложность и требования рынка определяют конечную конструкцию шпинделя. Особенно значительно влияние фактора стоимости. Очень сложная конструкция шпинделя с широкими возможностями неприемлема для дешевого станка. Следовательно, станок с расширенными возможностями уже может быть оснащен более сложным и более функциональным шпиндельным узлом. В действительности быстрому и точному станку требуется надежная высокоскоростная шпиндельная система.

Основными компонентами конструкции высокоскоростного фрезерного шпинделя являются:

- тип шпинделя: с ременным приводом или интегрированный мотор-шпиндель;
- шпиндельные подшипники: тип, количество, расположение и метод смазки;
- шпиндельный двигатель: с ременным приводом, мотор-шпиндель, мощность, размер;
- вал шпинделя, включая тягу зажима инструмента и тип вспомогательного инструмента;
- корпус шпинделя: размер, тип присоединения, мощность.

Главную роль в определении функциональных достоинств и недостатков любого шпинделя играют, в первую очередь, подшипники и двигатель шпинделя. Именно они определяют область применения высокоскоростного шпинделя - высокие скорости и легкое резание. Это обусловлено размерами шпинделя - маленький двигатель вынуждает жертвовать крутящим моментом ради достижения более высокой скорости, а маленькие подшипники имеют

меньшую жесткость. Таким образом, необходим постоянный компромисс между скоростью резания и усилиями резания.

При выборе типа приводного элемента решение принимается, исходя из требований, предъявляемых к станку, включающих максимальную скорость, мощность и жесткость. Важным фактором также является стоимость, так как шпинделя с ременным приводом, как правило, дешевле интегрированных мотор-шпинделей.

Высокоскоростной ШУ с ременным приводом по конструкции аналогичен обычному ШУ. Типичный ШУ с ременным приводом состоит из шпинделя с опорами из шпиндельных подшипников в корпусе шпинделя. В шпиндель встроена система крепления инструмента, включающая инструментальный конус, тяговый механизм и систему разжима инструмента. Механизм, обеспечивающий усилие для разжима инструмента, расположен, как правило, вне шпиндельного узла. Вращение такому шпинделю передается от внешнего двигателя. Двигатель крепится осепараллельно к шпинделю, и момент передается на шпиндель через зубчатый или клиновой ремень. Мощность, момент и скорость шпинделя в этом случае зависят от характеристик приводного двигателя и передаточного соотношения ремня между двигателем и шпинделем.

Принципиальные преимущества шпинделя с ременным приводом следующие:

- разумная цена: поскольку сам шпиндель состоит из нескольких простых базовых деталей, цена невелика по сравнению с альтернативными решениями;
- многообразие характеристик шпинделя: так как мощность, момент и скорость шпинделя в большой степени зависят от приводного мотора, окончательные спецификации могут быть изменены для конкретного применения использованием другого двигателя или другого передаточного соотношения ремня. В некоторых случаях для получения более широкого диапазона скоростей, помимо ременной передачи с фиксированным передаточным соотношением, используют зубчатые передачи;
- возможно получение высокой мощности и момента: шпиндельный двигатель установлен отдельно от шпинделя, и поэтому возможно использовать очень большие двигатели. Большой двигатель, особенно двигатель большого диаметра, может обеспечить очень большую полезную мощность и очень высокий крутящий момент на шпинделе. Такие величины намного труднее получить на мотор-шпинделе при ограниченных габаритах.

В то же время имеются ограничения на применение шпинделей с ременным приводом, особенно в случае высокоскоростных шпинделей. Максимальная скорость шпинделя с ременным приводом может быть ограничена двумя основными факторами:

- Механическое соединение, передающее момент на шпиндель - система ремней и шкивов - имеет предельную максимальную рабочую скорость. При использовании поликлинового ремня высокие скорости вращения приводят к вытягиванию и проскальзыванию ремня, уменьшая контакт со шкивами и

способность передавать крутящий момент. Зубчатый ремень снижает проскальзывание, однако эти ремни на больших скоростях создают неприемлемые вибрации. Зубчатые передачи имеют еще более строгие ограничения по максимальным скоростям и также создают высокий уровень вибраций и высокую степень нагрева при работе на больших скоростях;

- Любой тип ремней снижает нагрузочную способность шпиндельных подшипников: для того чтобы передавать необходимый момент, этот тип шпинделей использует шкив ременного соединения на конце шпинделя. Необходимое натяжение ремней создает постоянную радиальную нагрузку на задний комплект шпиндельных подшипников. По мере увеличения мощности и скорости шпинделя увеличивается натяжение и усилие на подшипники, забирая большую часть запаса нагрузочной способности подшипников. Замена подшипников на более крупные или добавление новых подшипников не решает проблему, так как приводит к еще большему ограничению максимальной скорости. Таким образом, очевидно, что скорость шпинделей с ременным приводом ограничена для определенных условий применения. В общем, такие ШУ применяются на максимальных скоростях вращения 12-15 тыс. об/мин. Для получения более высоких скоростей требуются другие средства, включающие различные типы подшипников, способы их установки и способы смазки подшипников. Мощность шпинделей с ременным приводом может достигать 25 киловатт, хотя получение максимального момента на максимальной скорости может быть проблемой. Это во многом зависит от характеристик приводного двигателя.

Интегрированные мотор-шпиндели не нуждаются во внешнем двигателе для обеспечения момента и мощности. Двигатель является составной частью шпинделя и корпуса шпинделя. Это позволяет шпинделю вращаться на более высоких скоростях как комплектному узлу, без дополнительных ограничений со стороны ремней и шестерен.

В общем случае комплектный мотор-шпиндель состоит из шпинделя, включающего элементы двигателя, и системы крепления инструмента. Положение шпинделя определяется набором высокоточных подшипников. Эти подшипники требуют смазки, жидкой или консистентной. Шпиндель вращается на максимально возможной скорости и показывает мощностные характеристики используемого двигателя. Выбор отдельных компонентов зависит, естественно, от требований к станку. Кроме того, необходимы компромиссы для получения наилучшей комбинации скорости, мощности, жесткости и нагрузочной способности.

Одним из наиболее критичных компонентов высокоскоростных шпинделей является система подшипников. Общими требованиями к конструкции являются: шпиндель должен обеспечивать высокую скорость вращения, передавать крутящий момент и мощность режущему инструменту, а также гарантировать приемлемую нагрузку и долговечность. Для обеспечения работоспособности шпинделя подшипники должны удовлетворять всем этим требованиям.

Высокоскоростные мотор-шпиндели выпускаются с двумя принципиально разными конструкциями подшипников: контактными (шариковыми или роликовыми) и бесконтактными (газовыми, гидравлическими или магнитными).

Высокоточные контактные подшипники поставляются сегодня многими фирмами. Для высокоскоростных шпинделей применяются роликовые и конические роликовые подшипники, а также шариковые подшипники с угловым контактом. Критерием выбора типа подшипника являются характеристики шпинделя, каждая из которых влияет в ту или иную сторону на выбор подшипника.

Существует множество факторов, определяющих окончательное решение. Шпиндель, спроектированный для обеспечения максимальной скорости, не будет обеспечивать максимальную жесткость, а шпиндель с большой жесткостью не может работать на больших скоростях без угрозы долговечности подшипников. Поэтому конструктор всегда должен искать компромиссы окончательной конструкции.

Шариковые подшипники с угловым контактом наиболее широко применяются в конструкциях высокоскоростных шпинделей. Они обеспечивают точность, нагрузочную способность и скорость. В некоторых случаях используются роликовые подшипники из-за более высокой нагрузочной способности и жесткости. Однако эти подшипники не обеспечивают необходимой скорости вращения.

В угловых шариковых подшипниках используются высокоточные шарики, установленные в стальных высокоточных кольцах. При условии правильного предварительного нагружения эти подшипники обеспечивают как осевую, так и радиальную нагрузочную способность.

Наиболее важно предпосылкой является максимальная скорость подшипника и, следовательно, шпинделя. Это определяется теоретически, исходя из типа подшипника, метода смазки, предварительного нагружения, нагрузки и т. д. На практике используется оценка параметра быстроходности. Для высокоскоростных шариковых подшипников параметр быстроходности не должен быть ниже  $1,5 \cdot 10^6$  мм/мин.

Шариковые подшипники с угловым контактом изготавливаются по спецификациям, включающим угол контакта. Угол контакта это номинальный угол между линией контакта шарик-кольцо и плоскостью, проведенной через центр шариков перпендикулярно оси подшипника. Угол контакта определяет возможное соотношение осевой нагрузки к радиальной, при условии, что первичной является радиальная нагрузка. Поставляются подшипники с углами  $12^\circ$ ,  $15^\circ$  и  $25^\circ$ . Чем меньше угол контакта, тем больше радиальная нагрузочная способность, чем больше угол, тем больше осевая нагрузочная способность. Таким образом, представляется целесообразным использовать подшипник с углом контакта  $25^\circ$  для шпинделя, предназначенного для операций сверления, и с углом контакта  $15^\circ$  для фрезерного шпинделя.

Все высокоточные подшипники изготавливаются со стандартными допусками. В Америке используются стандарты АВЕС (Инженерного Комитета

Америки по Подшипникам). Эта стандартизация признана национальным институтом стандартов (ANSI) и соответствует требованиям Международной Организации по Стандартизации (ISO). Стандарты ABEC определяют допуски на большинство размеров и характеристик подшипников. Они подразделяются на присоединительные размеры (отверстие, наружный диаметр и ширина) и геометрию подшипников. Класс точности варьируется от низкого ABEC 1 для подшипников общего применения до высокого ABEC 9, который определяет высокоточные подшипники, пригодные для применения в высокоскоростных шпинделях. Обычно шпиндельные подшипники изготавливаются с геометрией точностью ABEC 9 для обеспечения минимального биения и точности вращения. Отверстие, наружный диаметр и ширина нормируются по ABEC 7, что позволяет более рациональное встраивание и установку.

Подшипники с угловым контактом поставляются с возможностью выбора величины предварительного нагружения, обычно обозначаемые как легкие, средние и тяжелые. Легкие, предварительно нагруженные подшипники обеспечивают максимальную скорость и меньшую жесткость. Тяжелые подшипники позволяют работать на более низких скоростях, но имеют более высокую жесткость. Легкие подшипники с предварительным нагружением используются при особенно высоких скоростях, когда усилия резания невелики и требуются большие частоты вращения.

Для обеспечения нагрузочной способности, необходимой для шпинделя металлорежущего станка, несколько шариковых подшипников с угловым контактом используются совместно. В этом случае нагрузка разделяется между несколькими подшипниками и увеличивается общая жесткость шпинделя. Подшипники могут быть собраны вместе несколькими способами в зависимости от желаемых характеристик. Подшипники с угловым контактом должны быть обязательно предварительно нагружены для обеспечения восприятия как осевых, так и радиальных нагрузок. Наиболее простой способ добиться этого - смонтировать подшипники группами по два или три, с тем, чтобы предварительное нагружение правильно передавалось на все подшипники в группе. Это возможно путем применения дуплексных подшипников, специально изготовленных для этой цели. Наружное или внутреннее кольцо подшипников подшлифовано таким образом, что когда подшипники собираются вместе, обеспечивается необходимое предварительное нагружение. Если подшипники смонтированы «лицом к лицу» (отечественная классификация), их расположение обозначается конфигурацией «X» (рисунок 18 а). При такой конфигурации наружные кольца имеют обнижения. Когда кольца сжимаются, зазор уменьшается, приводя к корректной предварительной нагрузке. Эта техника расположения не является общепринятой, в то же время она обеспечивает хорошее предварительное нагружение, так как пара подшипников нормально противостоит как осевой, так и радиальной нагрузке.

Наиболее распространенной является техника «спина к спине» - расположение «O» или «DB» (рисунок 18 б). В этой конфигурации поднутрение имеют внутренние кольца. Когда внутренние кольца сжимаются вместе, за-

зор уменьшается, приводя к корректной предварительной нагрузке. Эта конфигурация пригодна для большинства случаев применения и обеспечивает хорошую точность и жесткость.

Часто два или три подшипника располагаются около переднего конца шпинделя, в то время когда еще одна пара располагается на заднем конце шпинделя. Такое расположение известно как «тандем» или «DT» (рисунок 18 в). Конфигурация тандем не воспринимает усилия в обоих направлениях до тех пор, пока на другом конце вала не устанавливается еще одна пара подшипников, направленных в другую сторону. Для увеличения нагрузочной способности по моменту и мощности шпинделя используются проставочные шайбы для отделения наборов подшипников. В общем случае именно это комбинация используется в шпиндельных подшипниках. Это наиболее принятая конструкция в шпиндельных узлах мотор-шпинделей. Конструктор шпинделя использует два или три подшипника спереди и пару подшипников такого же размера или меньше на другом конце. Вместе эти группы подшипников создают конфигурацию DB. Подшипники монтируются на шпинделе и в корпусе шпиндельного узла.

При недостаточности усилий (в силовых шпинделях) могут устанавливаться комплекты из трех или четырех подшипников. По принципу построения такие группы имеют такое же построение, что и комбинации из двух подшипников (расположение O, расположение X и тандем).

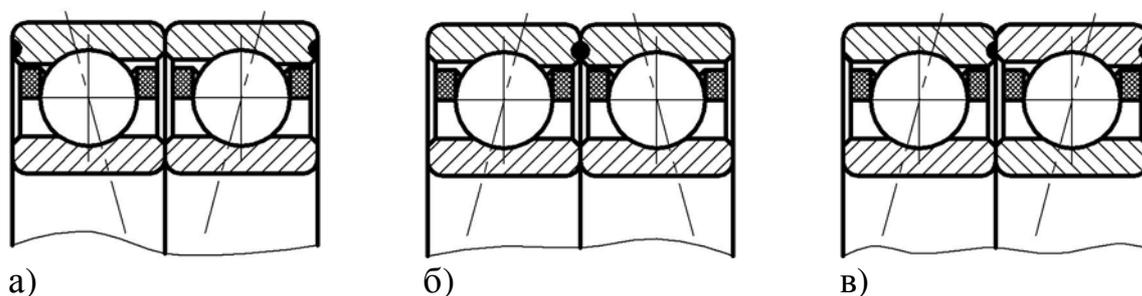


Рисунок 18 – Схемы установки шпиндельных подшипников

Температура мотор-шпинделя увеличивается в зависимости от нагрева подшипников и потерь в двигателе. Этот нагрев приводит к температурному расширению шпинделя. Как показано раньше, пара подшипников, «тандем» - расположенных на переднем и заднем концах шпинделя, предварительно нагружены в зависимости от местоположения подшипников относительно корпуса шпиндельного узла. При нагреве вал удлиняется. Это увеличение размеров будет воспринято подшипниками как увеличение предварительного нагружения, поскольку внутреннее кольцо будет вдавлено внутрь подшипника. Это крайне нежелательно и может вызвать быстрое разрушение подшипников.

Для компенсации таких изменений часто необходимо монтировать задние подшипники в плавающем корпусе с пружинами. Плавающий корпус монтируется в точном отверстии и имеет возможность перемещаться только

в осевом направлении. Пружины используются для обеспечения постоянного предварительного нагружения относительно шпинделя в осевом направлении. При расширении шпинделя из-за нагрева задние подшипники также перемещаются. В этом случае предварительная нагрузка подшипников не изменяется, так как обеспечивается усилием пружин. Данная техника используется для высокоскоростных фрезерных и шлифовальных шпинделей и увеличивает стоимость и сложность шпиндельного узла.

Последним достижением в технологии изготовления подшипников является использование керамики (нитрида кремния) для изготовления точных шариков. Керамические шарики при использовании в шариковых подшипниках с угловым контактом имеют преимущества перед обычными стальными шариками. Керамические шарики имеют на 60 % меньшую массу, чем стальные шарики. Это важно, так как при работе подшипников, особенно на высоких скоростях, центробежные силы прижимают шарики к наружному кольцу и начинают деформировать шарики, что приводит к быстрому износу и порче подшипника. Керамические шарики с меньшей массой подвержены этому в меньшей степени, чем стальные, при тех же скоростях вращения. В действительности использование керамических подшипников позволяет увеличить на 30 % максимальную скорость вращения для данного типоразмера подшипника без сокращения долговечности. Керамические шарики не реагируют со стальными кольцами. Одной из наиболее часто встречающихся причин выхода подшипника из строя является износ поверхности, вызванный микроскопической «холодной сваркой» материала шариков с кольцами. Эта холодная сварка разрывается при вращении подшипника, ухудшая шероховатость поверхности, что приводит к нагреву и выходу подшипника из строя. Керамические материалы почти исключают этот процесс, что существенно увеличивает долговечность подшипников. Керамические шарики работают при более низких температурах. Благодаря практически идеальной округлости керамических шариков, гибридные подшипники работают на существенно более низких температурах, чем стальные подшипники. Результатом является более долгий срок службы смазки подшипников. Керамические подшипники имеют более низкий уровень вибраций. Тесты показали, что шпиндели с гибридными керамическими подшипниками показывают большую жесткость и более высокую собственную частоту, что делает их менее чувствительными к вибрациям.

## **5.5 Моделирование шпинделя**

Конструирование ШУ включает в себя составление исходной компоновки, получаемой на основе выбора основных размеров узла, типа и конструкции опор, расчета и оптимизации параметров узла и дальнейшее развитие исходной компоновки до уровня полного соответствия техническому заданию с определением конструкторских решений всех основных частей ШУ.

Конструкция ШУ зависит от типа, размера, класса точности станка и принятых режимов нагружения. Конструкцию ШУ определяют configura-

ция переднего конца шпинделя и его внутренних поверхностей, тип и конструкция опор, тип приводного элемента, уплотнения и т.д.

Конфигурация переднего конца шпинделя зависит от способа крепления инструмента или заготовки, для чего применяют стандартные приспособления – передние концы шпинделей, которые у большинства типов станков стандартизованы (таблица 1). Центрирование, как правило, осуществляется конусами Морзе, 7/24 или 1/3 и зависит от типа станка и степени автоматизации процесса смены инструмента или приспособления. Применяют также специальные приспособления для автоматизированной смены инструмента.

Конфигурация внутренних поверхностей определяется конструкцией встраиваемого в шпиндель зажимного устройства, наличием отверстия для подачи пруткового материала, а также технологией изготовления шпинделя (например, если финишную обработку шпинделя осуществляют в центрах, то на концах требуется конуса для технологических пробок).

При построении модели шпинделя в CAD-системе Компас [14] используется вызов библиотеки Shaft-2D (рисунок 19) или Shaft-3D (рисунок 20).

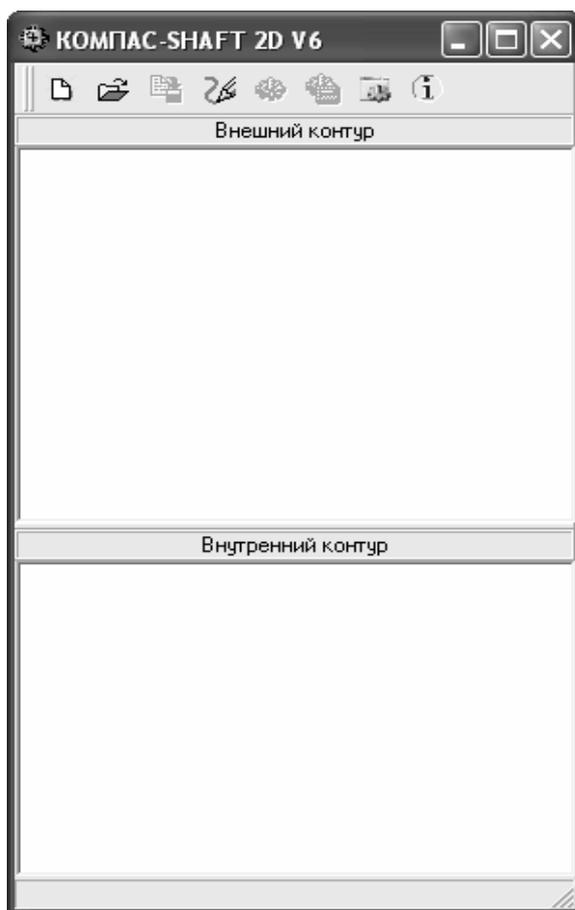
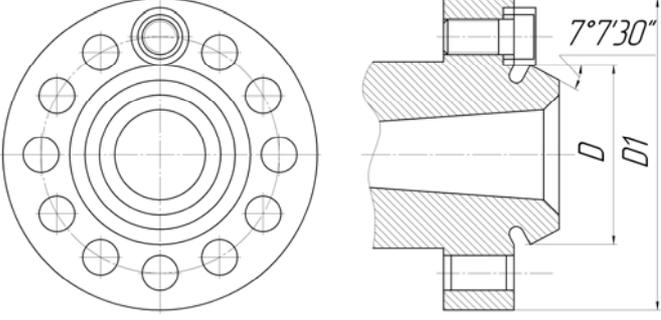
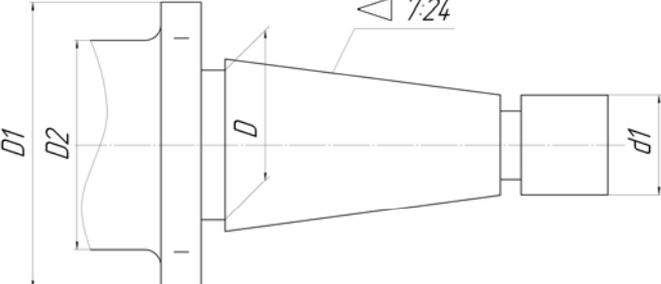
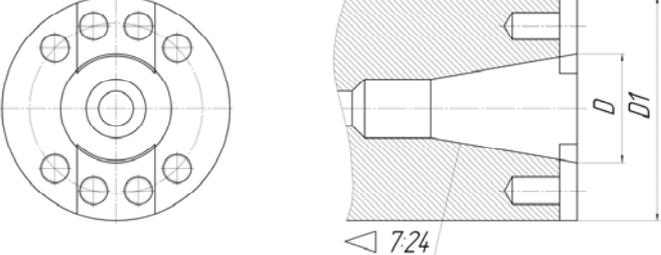
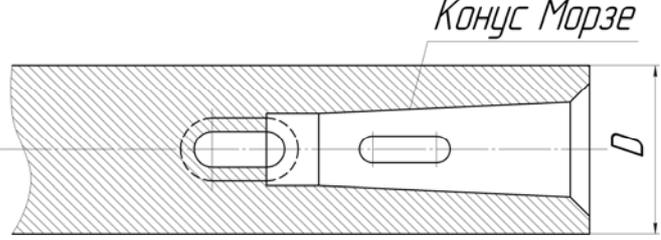
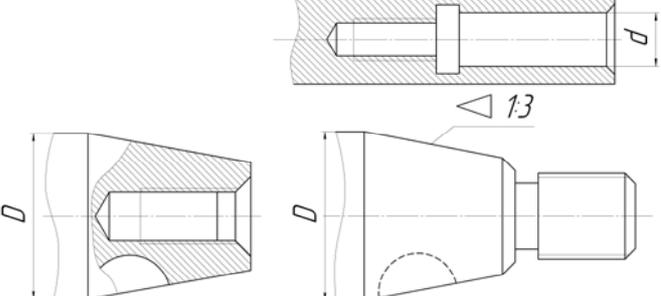


Рисунок 19 – Панель построения модели библиотеки Shaft-2D

Таблица 1 – Стандартизованные передние концы шпинделей

Конструктивное исполнение	Присоединительные размеры	Применение в станках
	ГОСТ 24644-81 $D = 54...584$ мм $D_1 = 70...648$ мм Конус Морзе № 4...6 Конус метрический 80...120	Токарных, токарно-револьверных, токарных много-резцовых, шлифовальных и др.
	ГОСТ 24644-81 $D = 30...80$ мм $d_1 = 17,84...140$ мм $D_1 = 50...350$ мм $D_2 = 36...305$ мм	Фрезерных, сверлильных, расточных и многоцелевых
	ГОСТ 24644-81 $D = 30...70$ мм $D_1 = 50...320$ мм	Фрезерных
	ГОСТ 24644-81 Конус Морзе № 1...6 Конус метрический 80...160 $D = 25...320$ мм	Сверлильных и расточных
	ГОСТ 2323-76 ГОСТ 2324-77 $d = 8...80$ мм $D = 12...260$ мм	Шлифовальных

Если используется библиотека Shaft-2D, то, построив контур наружных поверхностей шпинделя (рисунок 21), можно сгенерировать 3D-модель шпинделя активизацией команды «генерация твердотельной модели». Внести дополнительные изменения в конструкцию шпинделя можно уже в постро-

енной твердотельной модели. В качестве таких изменений могут быть: центральное отверстие шпинделя и система отверстий на фланце.

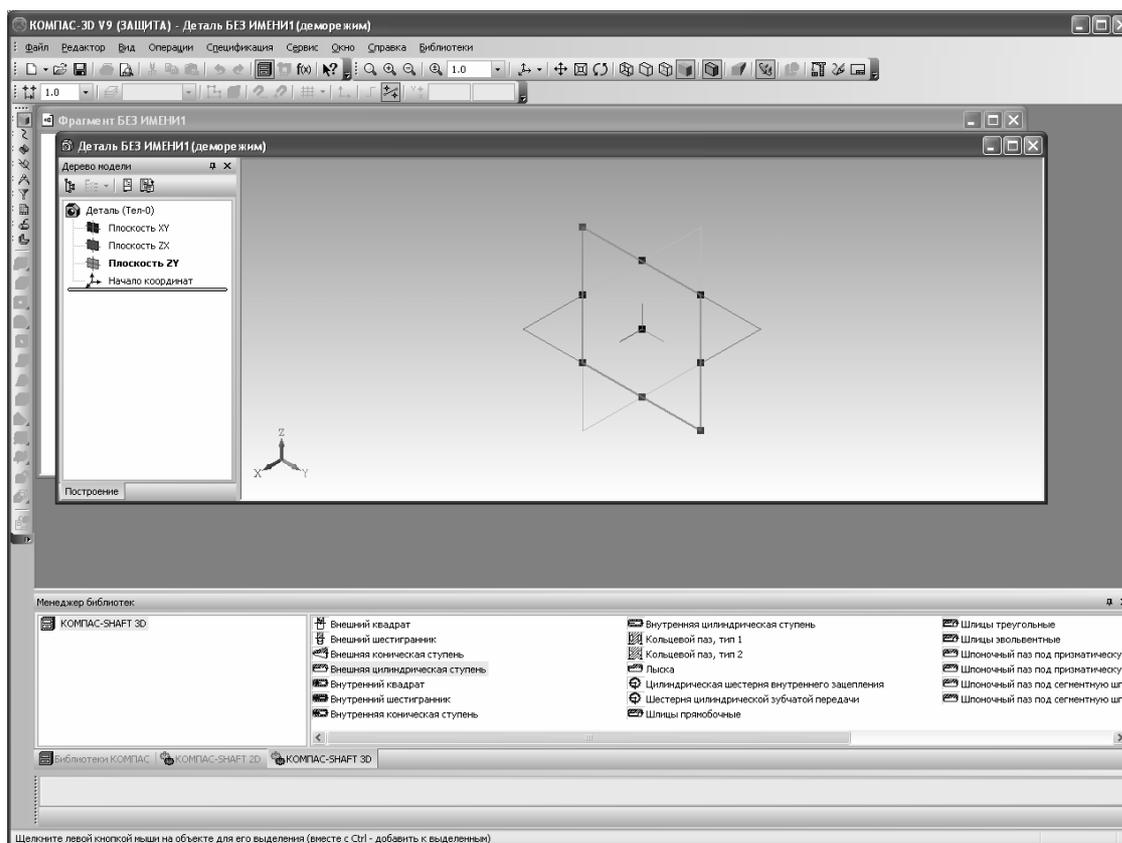


Рисунок 20 – Копия экрана при использовании библиотеки Shaft-3D

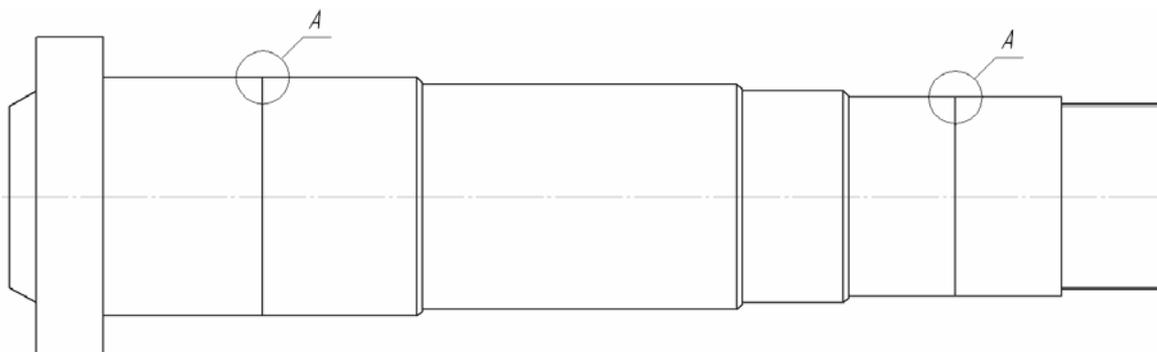


Рисунок 21 – Эскиз модели шпинделя, полученный с использованием библиотеки Shaft-2D

На рисунке 22 представлена твердотельная модель шпинделя (А-обозначения, генерируемые системой Компас для обозначения канавок для выхода шлифовального круга). Наружные поверхности были сформированы с использованием модели, выполненной средствами библиотеки Shaft-2D. Основным преимуществом использования библиотеки Shaft-2D является возможность использования ряда типовых конструктивных элементов, отсутствующих в библиотеке Shaft-3D.

На рисунке 23 представлены варианты моделей шпинделей, построенных с использованием библиотеки Shaft-3D.

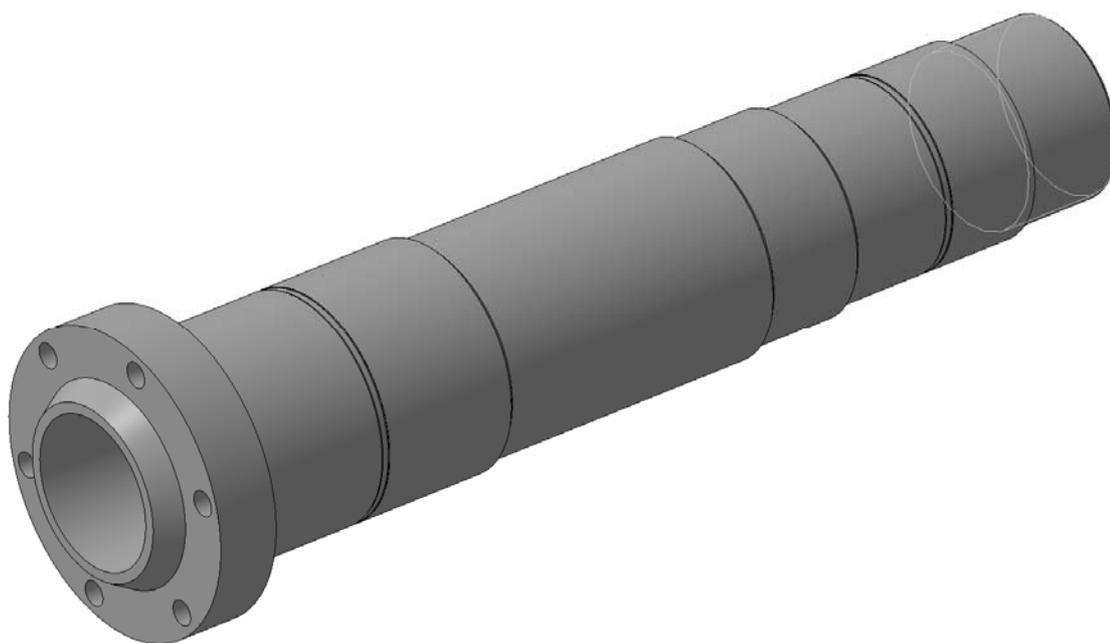
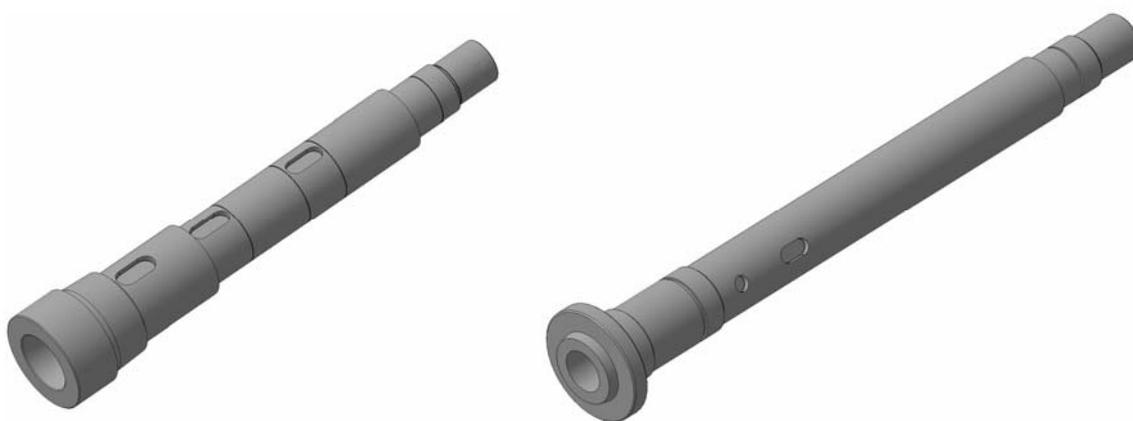


Рисунок 22 – Твёрдотельная модель шпинделя



а)

б)

Рисунок 23 – Варианты шпинделей с различными конструктивными элементами под установку приводных элементов

## 6 Расчет и построение зубчатых колес

### 6.1 Общие сведения

Зубчатая передача - это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов. Зубчатые передачи применяют для преобразования и передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатые передачи между параллельными валами осуществляются цилиндрическими колесами с прямыми, косыми и шевронными зубьями (рисунок 24 а - г). Передачи между валами с пересекающимися осями осуществляются обычно коническими колесами с прямыми и круговыми зубьями (рисунок 24 а - з), реже тангенциальными зубьями (рисунок 24 ж). Зубчатые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот осуществляются цилиндрическим колесом и рейкой (рисунок 24 д).

Для валов с перекрещивающимися осями применяют зубчато-винтовые передачи.

Зубчатые передачи составляют наиболее распространенную и важную группу механических передач.

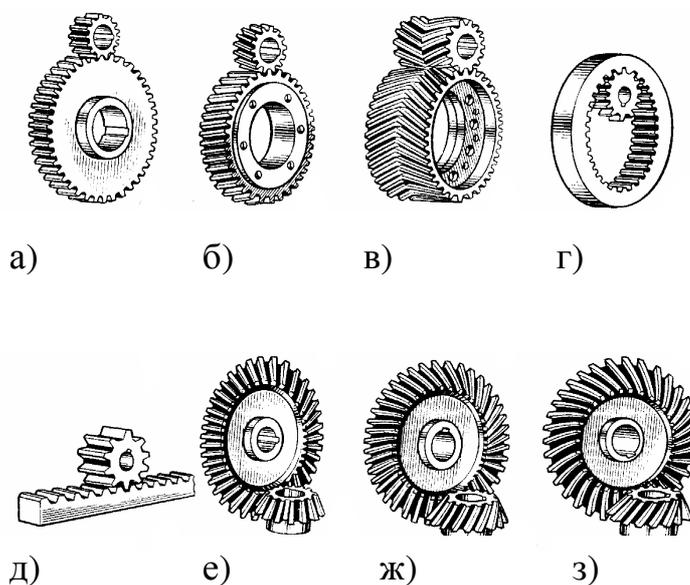


Рисунок 24 - Основные виды зубчатых передач

Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают существенными достоинствами: малыми габаритами; высоким КПД; большой надежностью в работе; постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания; возможностью применения в широком диапазоне моментов, скоростей и передаточных отношений.

К недостаткам зубчатых передач могут быть отнесены требования высокой точности изготовления и шум при работе со значительными скоростями.

Основным кинематическим условием, которому должны удовлетворять профили зубьев, является постоянство мгновенного передаточного отношения передачи. Этому условию удовлетворяют многие классы кривых. Для обеспечения высокого КПД, прочности и долговечности колес профили должны обеспечивать малые скорости скольжения и достаточные радиусы кривизны в точках контакта. Профили должны допускать легкое изготовление, в частности нарезание простым инструментом независимо от числа зубьев колес. Этим условиям наиболее полно удовлетворяет эвольвентное зацепление, нашедшее широчайшее применение в машиностроении.

Каждое эвольвентное зубчатое колесо должно быть нарезано так, чтобы оно могло входить в зацепление с колесами того же модуля, имеющими любое число зубьев. Эвольвентное зацепление мало чувствительно к отклонениям межосевого расстояния. Эвольвентные зубчатые колеса могут нарезать простым инструментом: они удобны для контроля.

Зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения окружностей с диаметрами начальных окружностей ведущего и ведомого колес. Поэтому нужное движение колес можно получить зацеплением зубьев, очерченных по эвольвентам. При увеличении числа зубьев до бесконечности эвольвента превращается в прямую, а зубчатое колесо - в рейку с трапециевидным профилем зубьев, удобную для изготовления и контроля. Поэтому в качестве исходного контура для эвольвентного зацепления принята рейка, и широкое применение нашло формообразование зубьев в процессе зацепления с реечным инструментом.

В качестве основного параметра зубчатого зацепления принят модуль зубьев  $m$  - величина, пропорциональная шагу  $p$  по делительному цилиндру, т.е. цилиндру, на котором шаг зубчатого колеса равен шагу исходного контура, т. е. шагу производящей рейки. Таким образом, для модуля справедливо соотношение:

$$m = p / \pi$$

Шаг  $p$ , так же как и длина окружности, является кратным числу  $\pi$  и поэтому неудобным для принятия за основной параметр зацепления. В общем случае для косозубых передач рассматривают окружные и нормальные шаги и соответственно модули.

Окружной делительный шаг - это расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности зубчатого колеса. Окружной модуль представляет собой частное от деления диаметра делительной окружности на число зубьев. Нормальный шаг - кратчайшее расстояние по делительному цилиндру между одноименными профильными поверхностями двух смежных зубьев:

Модули стандартизованы в диапазоне от 0,05 до 100 мм. Ниже даны модули, мм, в наиболее употребительном диапазоне (1-й ряд следует предпочитать 2-му):

1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40

2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45

Для косозубых цилиндрических колес стандартными назначают нормальные модули. Параметры исходного контура цилиндрических зубчатых колес стандартизованы (ГОСТ 13755-81) по следующим параметрам:

- угол профиля  $\alpha=20^\circ$ ;
- высота головки зуба;
- глубина захода зубьев;
- радиальный зазор между зубьями;
- радиус выкружки у корня зуба.

Для быстроходных зубчатых передач в целях уменьшения сил удара при входе зубьев в зацепление и выходе их из зацепления и для уменьшения шума применяют модификацию профиля головки зуба (фланкирование). Фланкирование представляет собой преднамеренное отклонение от эвольвенты профиля у вершин зубьев (на части высоты головки), направленное в тело зубьев. Фланкирование уменьшает силы удара, связанные с деформацией зубьев и ошибками основного шага. Для фланкированных колес предусмотрен исходный контур, у которого каждая боковая сторона зуба очерчена двумя прямыми или прямой и дугой. Основные геометрические соотношения приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Основные геометрические зависимости цилиндрических зубчатых передач

Параметр зацепления	Геометрические зависимости при зацеплении	
	без смещения исходного контура	со смещением исходного контура
1	2	3
Межосевое расстояние	$a_\omega = a = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta}$	$a_\omega = m \left[ \frac{(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta} + y \right],$ где $y = x_2 \pm x_1 - \Delta y$
Коэффициент уравнивающего смещения $\Delta y$		
Высота зуба	$h = 2,25m$	$h = 2,25m - \Delta y_m$

Продолжение таблицы 2

1	2	3
Радиальный зазор	$c = 0,25m$	$c = 0,25m$
Диаметры:		
делительные $d_1; d_2$	$d_1 = mz_1 / \cos\beta;$ $d_2 = mz_2 / \cos\beta$	
начальные $d_{\omega 1}; d_{\omega 2}$	$d_{\omega 1} = d_1;$ $d_{\omega 2} = d_2$	$d_{\omega 1} = \frac{2a_{\omega}}{u \pm 1};$ $d_{\omega 2} = d_{\omega 1} u$
Диаметр вершин зубьев:		
внешнего зацепления	$d_{a1} = d_1 + 2m;$ $d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y)m;$ $d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y)m$
внутреннего зацепления	$d_{a1} = d_1 + 2m;$ $d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m;$ $d_{a2} = d_2 - 2(0,75 - 0,85x_2 + \Delta y)m$ при $x_2 < 2$
Диаметр впадин зубчатых колес:		
внешнего зацепления	$d_{f1} = d_1 - 2,5m;$ $d_{f2} = d_2 - 2,5m$	$d_{f1} = d_1 - (2,5 - 2x_1)m;$ $d_{f2} = d_2 - (2,5 - 2x_2)m$
внутреннего зацепления		$d_{f2} \approx 2a_{\omega} + d_{a1} + 0,5m$
Угол:		
профиля исходного контура зацепления (исходные зависимости)	$\alpha = 20^\circ$ $\operatorname{tg}\alpha_{\omega} = \operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$	$\cos\alpha_{\omega} = \frac{a}{a_{\omega}} \cos\alpha_t$
зацепления прямозубых передач	$\alpha_{\omega} = \alpha_t = \alpha$	$\cos\alpha_{\omega} = \frac{a}{a_{\omega}} \cos\alpha$

Ширину зубчатых колес выбирают в соответствии с установленными эмпирическими соотношениями. Коэффициент ширины  $\psi_a = b/a_w$  редукторных зубчатых колес из улучшенных сталей при несимметричном расположении рекомендуют принимать равным 0,315 - 0,4, а из закаленных сталей

0,25 - 0,315; при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор 0,4 - 0,5. Стандартные значения  $\psi_a$  для редукторов:

0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 1,25.

Для шевронных передач значения  $\psi_a$  принимают в диапазоне: 0,630 - 1,25.

Значения  $\psi_a = b/d_1$  при симметричном расположении колес относительно опор принимают в диапазоне: 0,8 - 1,6; при несимметричном расположении, но жестких валах – 0,7 - 1,4; то же, но для валов пониженной жесткости – 0,5 - 1; при консольном расположении колес – 0,4 - 0,6. Большие значения принимают для колес из хорошо прирабатывающихся материалов и при постоянной нагрузке. Передвижные прямозубые шестерни коробок скоростей делают узкими с коэффициентами  $\psi_m = b/m$ , выбираемыми из диапазона 6 - 10.

Прямозубые колеса применяют преимущественно при невысоких и средних окружных скоростях, при большой твердости зубьев, в планетарных передачах, в открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колес для переключения скорости (коробки передач). Косозубые колеса применяют для ответственных передач при средних и высоких скоростях. Объем их применения - свыше 30 % объема применения всех цилиндрических колес в машинах; и этот процент непрерывно возрастает. Косозубые колеса с твердыми поверхностями зубьев требуют повышенной защиты от загрязнений во избежание не равномерного износа по длине контактных линий и опасности выкрашивания.

Шестерни с диаметром впадин, близким к диаметру вала, изготавливают преимущественно за одно целое с валом.

Шестерни небольшого диаметра ( $d_a \leq 200$  мм) выполняют преимущественно в виде дисков со ступицами или без ступиц (рисунок 25 а - ж), иногда с проточками по торцам для лучшего базирования. В коробках передач применяют блоки шестерен (рисунок 26). Шестерни в форме сплошных дисков изготавливают из проката (при диаметре до 150 мм) или из поковок. Зубчатые колеса со ступицами и блоки шестерен в зависимости от серийности производства изготавливают штамповкой, ковкой или точением из прутка. Коэффициент использования металла при точении таких шестерен из прутка равен в среднем 1/3, при штамповке в закрытых штампах он в 2 раза выше.

Колеса средних диаметров с  $d_a \leq 600$  мм выполняют преимущественно коваными (в подкладных или закрытых штампах) облегченной конструкции.

Толщину венцов до впадин улучшенных колес выбирают равной  $(2 - 3) \cdot m_t$ , толщину дисков равной  $(0,2 - 0,3) \cdot b$ , диаметры ступиц -  $(1,6 - 1,9) \cdot d$  ( $b$  - ширина колеса;  $d$  - диаметр вала). Внутренняя поверхность обода и наружная поверхность ступицы, не обрабатываемые механически, имеют уклоны. Зубчатые колеса с твердыми зубьями преимущественно де-

лают с небольшими выемками по торцам. Технологичная конструкция штампованного колеса показана на рисунке 25 г.

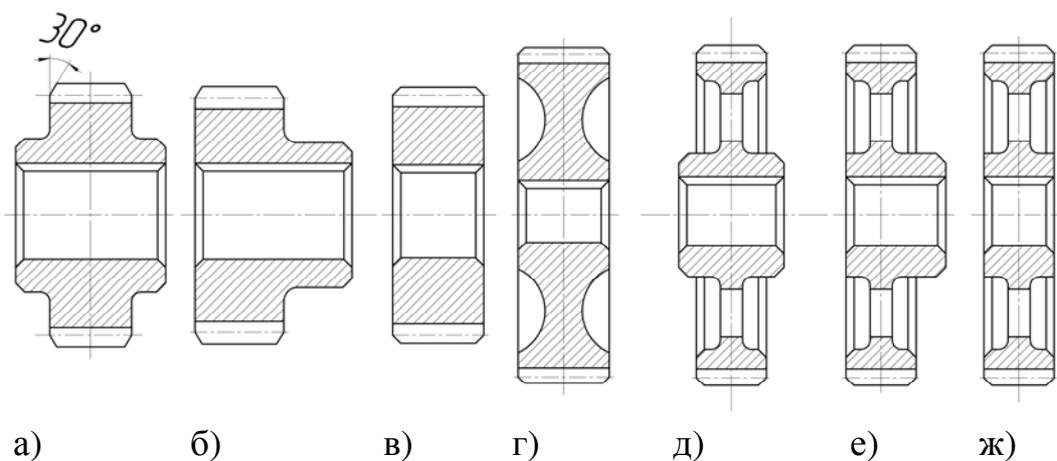


Рисунок 25 – Конструкции зубчатых колес

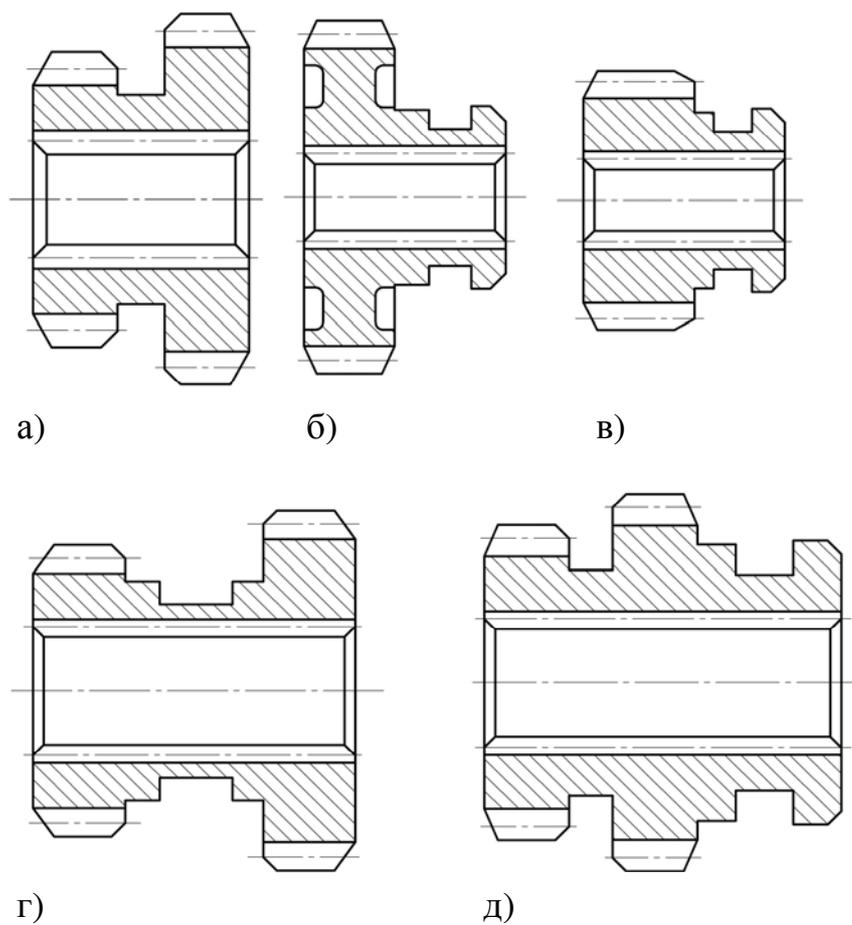


Рисунок 26 – Блоки шестерен и передвижные шестерни

Число потребных типоразмеров колес сильно возрастает из-за многообразия форм ступиц, диаметров валов и т. д. Поэтому было предложено стандартизовать и централизованно изготавливать зубчатые венцы, которые можно присоединять, в частности приклеивать, к ступицам (рисунок 27 а). Это также позволяет шлифовать зубья блоков шестерен без увеличения их осевых габаритов (рисунок 27 б).

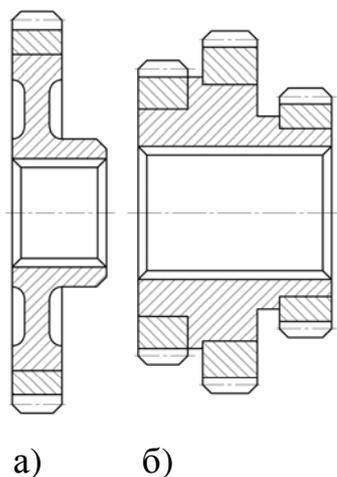


Рисунок 27 - Клееные зубчатые колеса

#### Конструкции крупных колес:

1 Цельнолитые колеса имеют распространение как наименее трудоемкие. По своей несущей способности они уступают колесам с кованным или прокатанным ободом. До диаметра 900 мм их преимущественно выполняют однодисковыми (рисунок 28 а - в), а при больших диаметрах и ширине - двухдисковыми (рисунок 28 г).

2 Бандажированные колеса (рисунок 28 д), в которых стальной бандаж посажен с натягом на стальной (реже чугунный) центр, обеспечивают экономию качественной стали, но более дороги в изготовлении. Бандаж куют или прокатывают. Широкие колеса (при ширине более 500 мм) делают с двумя бандажами. Толщина бандажа от впадины зубьев  $(7 - 8) \cdot m_n$ .

3 Болтовые конструкции, в которых обод и центр стягивают крепежными болтами, устанавливаемыми под развертку, имеют такую же несущую способность, как и бандажированные, но легче последних (рисунок 28 е).

4 Сварные колеса применяют в индивидуальном производстве. Обод выполняют целым или вальцованным из полос со сваркой во впадине между зубьями (рисунок 28 ж).

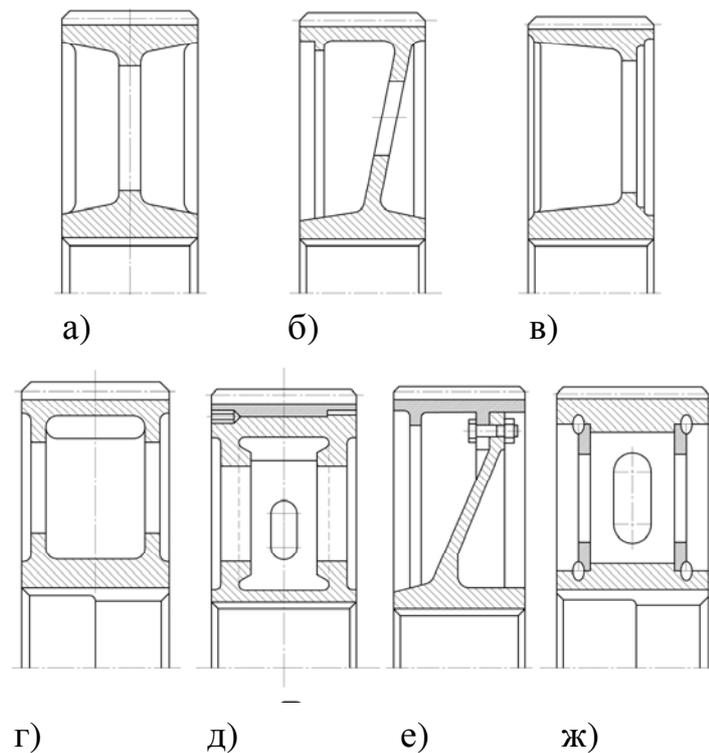


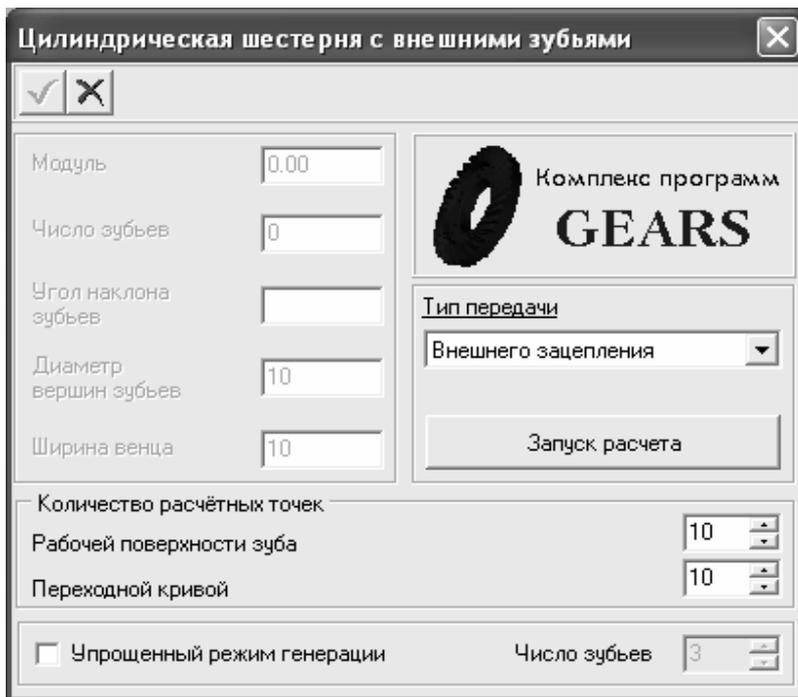
Рисунок 28 – Крупные зубчатые колеса

## 6.2 Построение твердотельной модели цилиндрических зубчатых колес

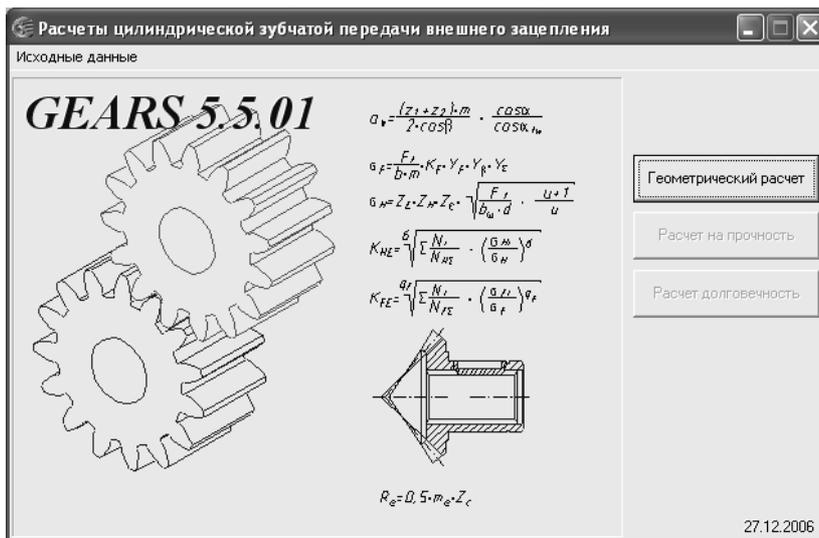
Построение твердотельных моделей начинается с анализа конструктивных особенностей зубчатых колес, представленных в развертке. В спроектированной коробке скоростей станка, как правило, рассматриваются следующие типы зубчатых колес: вал-шестерня, дисковые со ступицей или без нее, цельные и сборные.

Так как построение моделей зубчатых колес выполняется с использованием системы Компас, то все геометрические параметры колес получаются после расчета комплекса программ GEARS, входящего в комплектацию поставки системы Компас. На рисунке 29 копии рабочих окон комплекса программ GEARS.

Результатом использования комплекса программ GEARS является модель зубчатого колеса, представленного на рисунке 30 а.



а)



б)

Рисунок 29 – Копии рабочих окон комплекса программ GEARS

В том случае, если конструкция зубчатого колеса предполагает наличие ступицы, то необходимые построения выполняются путем использования дополнительных команд библиотеки Shaft 3D. На рисунке 30 б представлена твердотельная модель зубчатого колеса со ступицей, работающего в паре с колесом, изображенным на рисунке 30 а.

Для построения блока зубчатых колес используется библиотека Shaft 3D или Shaft 2D в сочетании с комплексом программ GEARS. При использовании библиотек Shaft 2D/3D последовательно отстраиваются цилиндрические ступени и зубчатые колеса. Необходимые конструктивные элементы,

например, шлицы или шпоночные пазы, строятся с учетом действующих стандартов [11,12].

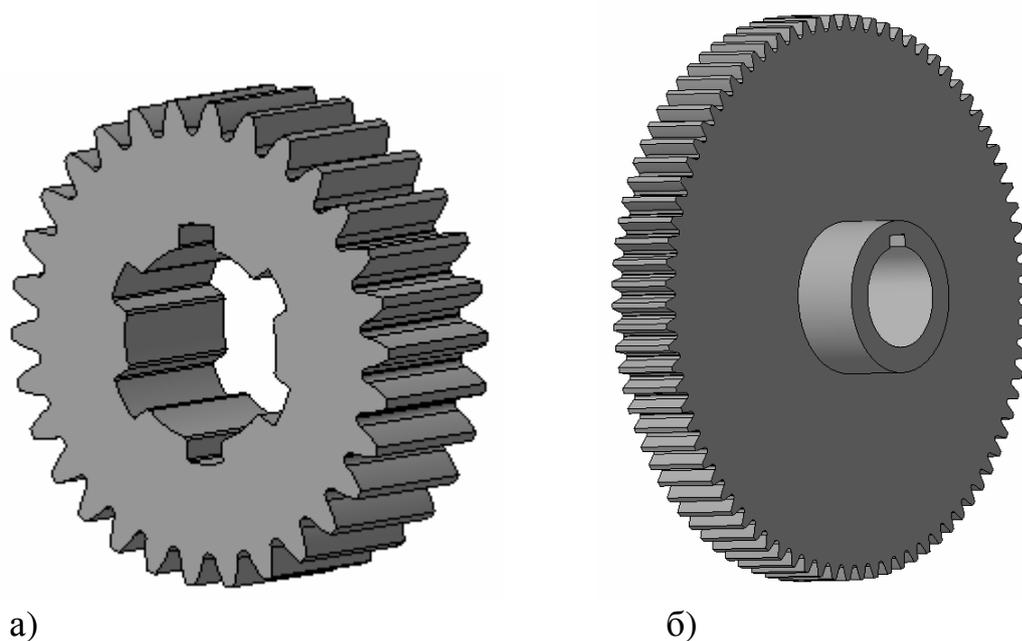


Рисунок 30 – Твёрдотельные модели цилиндрических зубчатых колес

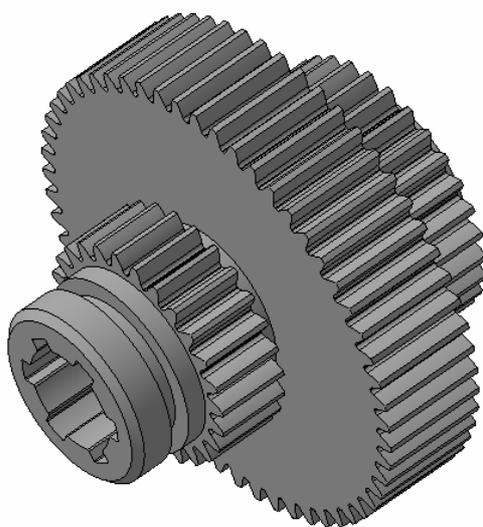
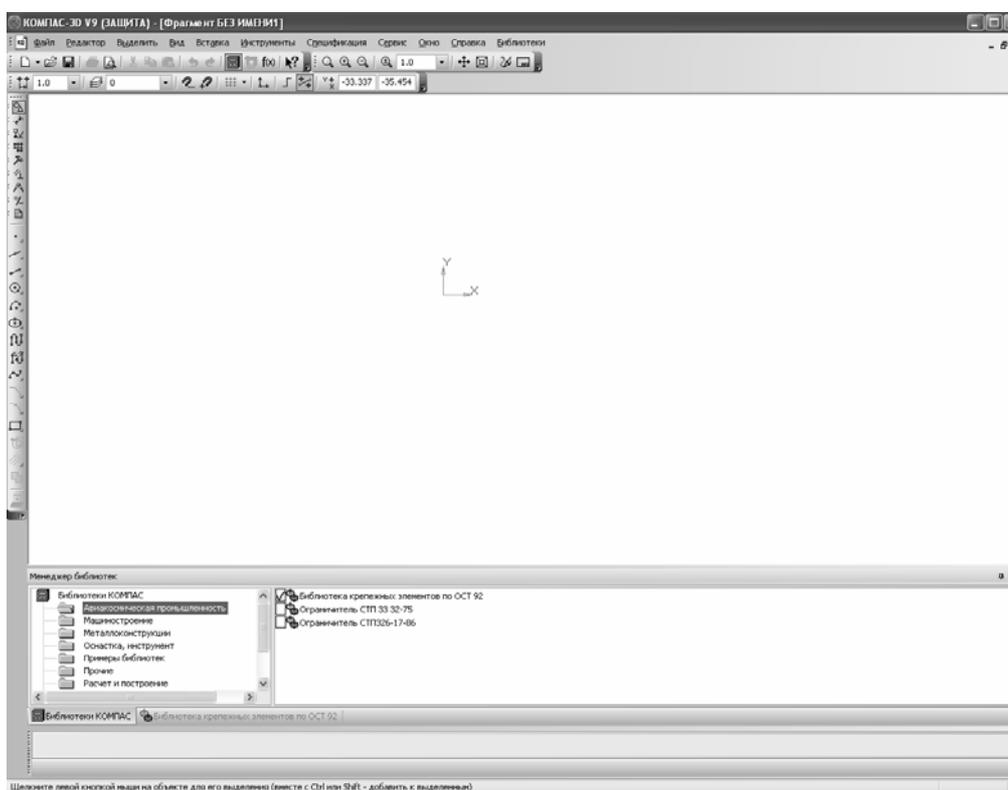


Рисунок 31 – Твёрдотельная модель блока зубчатых колес

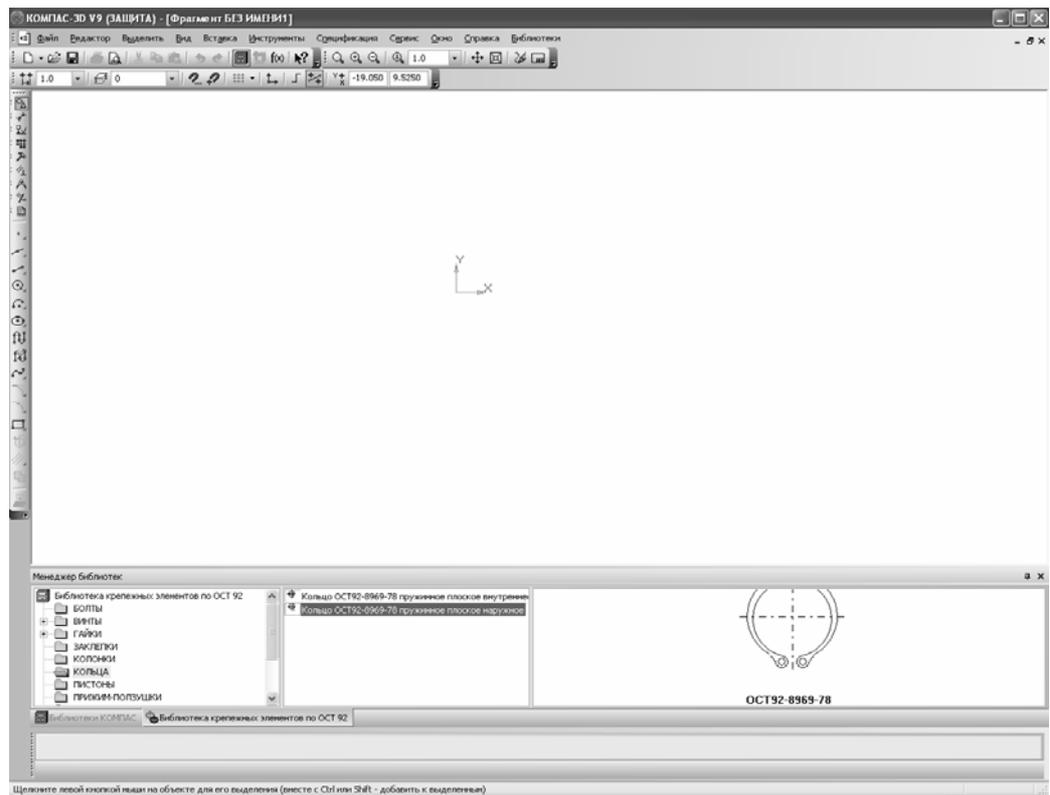
## 7 Моделирование отдельных конструктивных элементов

При построении моделей типовых конструктивных элементов, например, рукояток или упорных колец, следует использовать библиотеки элементов 2D или 3D. В стандартных библиотеках готовых конструктивных элементов 3D в системе Компас 3D отсутствуют модели упорных колец и рукояток, но они представлены в двухмерном представлении. Это позволяет при построении трехмерной модели строить эскизы, используя стандартные элементы.

Например, при построении трехмерных моделей упорных колец следует вызвать библиотеку крепежных элементов по ОСТ 92 из раздела «Авиа-космическая промышленность» (рисунок 32).



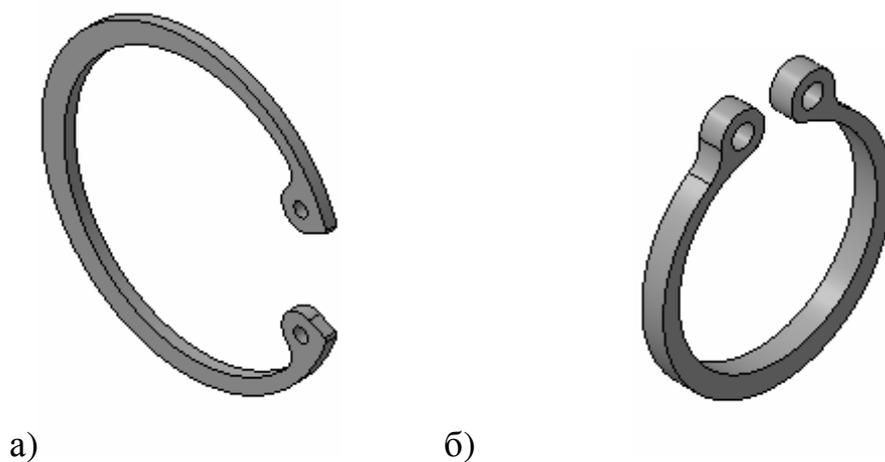
а)



б)

Рисунок 32 – Копии экранов при вызове библиотеки крепежных элементов по ГОСТ 92

Особенностью использования библиотечных эскизов является их предварительное редактирование. При этом используются команды редактирования: «разрушить», «разбить» и т.д. Трехмерная модель пружинного плоского наружного кольца



а)

б)

Рисунок 33 – Модели пружинных плоских колец

На рисунке 34 представлена копия экрана системы Компас в режиме создания твердотельной модели «рукоятка».

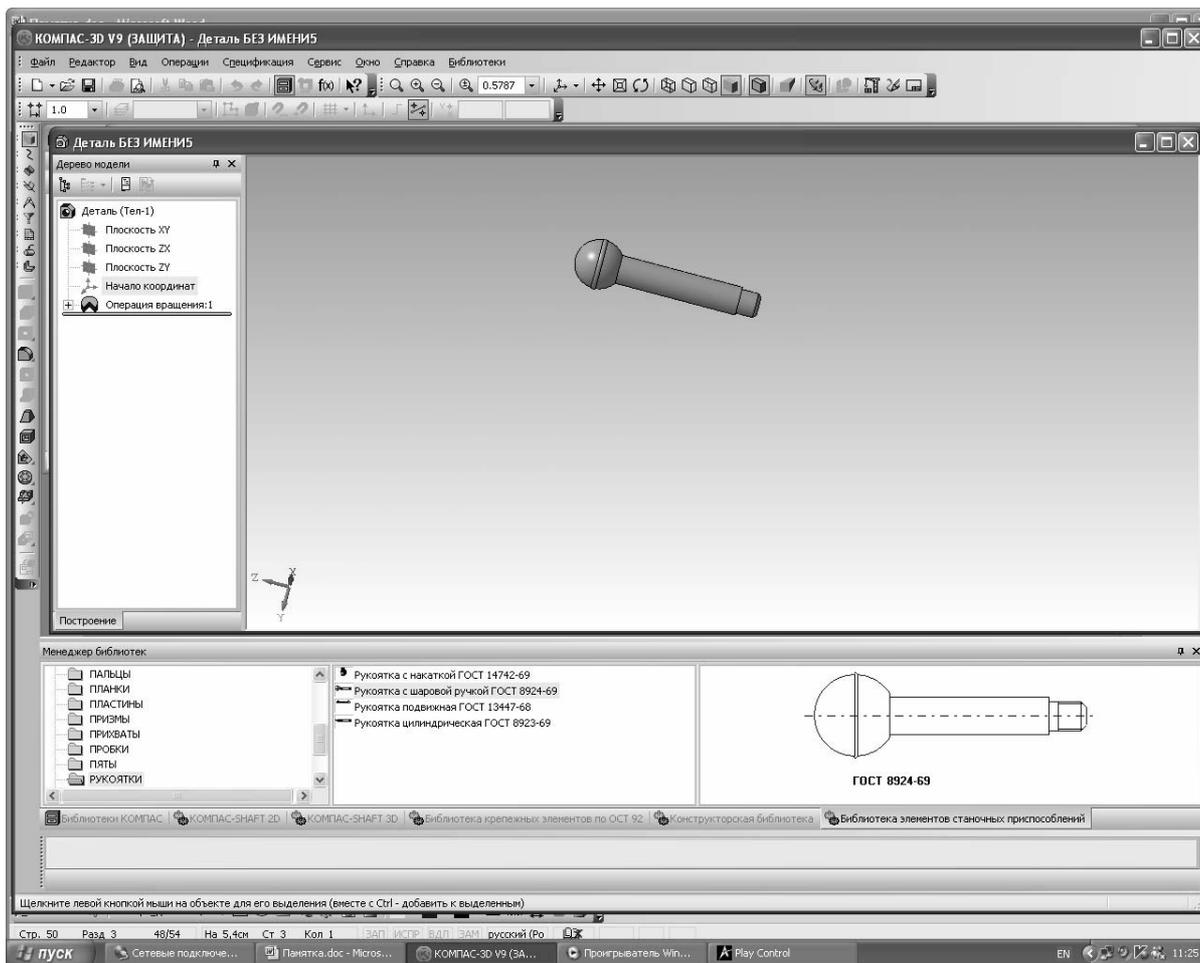


Рисунок 34 – Копия экрана системы Компас при создании 3D-модели «рукоятка»

При создании твердотельной модели при редактировании библиотечного эскиза использовано геометрическое свойство моделируемой детали - осесимметричность.

## 8 Моделирование сборки коробки скоростей

Операция построения модели коробки скоростей должна имитировать технологический процесс сборки коробки скоростей [15]. Безусловно, допускается отклонение от реального технологического процесса, что связано со спецификой выполнения команд «вставка» элементов и «сопряжение».

Каждый станок состоит из узлов, подузлов и отдельных деталей. Технологический процесс сборки станка предусматривает, последовательность соединения деталей; методы соединения деталей и узлов; проверку точности их взаимного положения в соответствии с техническими условиями; регулировку и испытание отдельных узлов и станка в целом.

Деталь - первичный элемент станка, представляющий одно целое, без каких-либо соединений. Детали могут входить непосредственно в подузел, узел или станок.

Подузел или подгруппа - соединение нескольких деталей. На подузлы подразделяют узлы, состоящие из большого числа деталей.

Узел или группа - это соединение нескольких деталей, собираемых отдельно и входящих в собранном виде в состав машины. При разделении машины на узлы и подузлы обязательным условием является возможность осуществления сборки каждого из них независимо от других. В современном машиностроении сборка расчленяется на общую и узловую. Под общей следует понимать сборку станка из подузлов, узлов и деталей. Под узловой понимают сборку подузлов и узлов из деталей.

В станках встречаются следующие типы сборочных соединений: неподвижные разъемные; неподвижные неразъемные; подвижные разъемные; подвижные неразъемные.

К неподвижным разъемным (разборным) соединениям относятся такие, которые могут быть полностью разобраны без повреждения соединяющихся и скрепляющих их деталей. К ним относятся соединения деталей при помощи переходных посадок, а также винтовые, конусные, шпоночные и другие соединения. К неподвижным неразъемным соединениям относятся такие, для разъединения которых необходимо полное или частичное разрушение деталей, входящих в соединение. К ним относятся соединения, получаемые сваркой, пайкой, клепкой, развальцовкой, а также посадки прессовые. К подвижным разъемным соединениям относятся все подвижные посадки, а также кинематические пары: винтовые, зубчатые передачи и т. п. К подвижным неразъемным соединениям относятся отдельные виды подвижных соединений, например, радиальные шарикоподшипники, запорные клапаны и некоторые другие изделия.

Соединение деталей с прессовой посадкой может производиться запрессовкой, нагревом охватывающей детали, охлаждением охватываемой детали и комбинированным способом. Детали запрессовывают ручными приспособлениями - легкими ударами-молотка, или при помощи струбцин, домкратов, винтовых передач и т. д.; ручными прессами винтовыми или рычаж-

но - реечными с силой от 1 до 3 т; гидравлическими, пневматическими и механическими прессами с силой более 3 т. На величину силы запрессовки большое влияние оказывают скорость запрессовки и смазка сопрягаемых поверхностей. Скорость запрессовки не должна превышать 5 мм/с. Смазка сопрягаемых поверхностей при запрессовке производится тавотом, солидолом или машинным маслом.

Соединение деталей с гарантированным натягом путем нагрева охватывающей детали применяется для облегчения процессам сборки и сохранения качества сопрягаемых поверхностей. Разность температур охватывающей и охватываемой детали, при которой достигается свободное их сопряжение во время сборки, определяется аналитически, исходя из требуемого натяга, физических свойств материала и номинального размера деталей соединения.

Нагрев охватывающей детали производится в электрической масляной ванне, в газовой или электрической печи, крупные детали (например, венцы зубчатых колес) могут нагреваться на установках т. в. ч. Нагрев корпусных деталей больших размеров представляет большие трудности, а поэтому более целесообразно охлаждать охватываемую деталь, например шарикоподшипник. Для охлаждения охватываемой детали используют термостаты или специальные холодильники. Детали охлаждаются примерно до температуры минус 80 °С. Охлажденная деталь легко вставляется в отверстие корпуса и, нагреваясь, соединяется с ним с необходимым натягом.

Температуру минус 100 °С можно получить, если ванну заполнять твердой двуокисью углерода со спиртом или ацетоном. Ванна с жидким азотом или воздухом может обеспечить понижение температуры до минус 200 °С. Время охлаждения деталей зависит от их размеров, от среды охлаждения и может длиться от 10 до 30 мин.

Посадка путем нагревания охватывающей детали и охлаждения охватываемой (комбинированный метод) применяется в тех случаях, когда изменение размеров только от нагревания или от охлаждения недостаточно для свободного соединения деталей.

Сборка посредством резьбовых соединений в машиностроении имеет широкое применение, так как обеспечивает простоту и надежность крепления, удобство регулирования затяжки, возможность быстрой разборки и повторной сборки соединений. Сокращение времени на сборку винтовых соединений достигается путем применения усовершенствованного сборочного инструмента, например торцовых коловоротных ключей и ключей с трещоткой; применения механических отверток, электрических и пневматических гайковертов; оснащения вертикальных и радиально-сверлильных станков специальными устройствами (патронами) для закручивания винтов и шпилек.

При сборке винтовых соединений, требующих строго определенной силы затяжки, применяют ключи с регулируемым крутящим моментом.

Технологический процесс сборки валов с полумуфтами, зубчатыми колесами, подшипниками, втулками, шкивами и другими охватываемыми деталями в большинстве случаев в зависимости от характера посадки сводится

к осуществлению подвижных и неподвижных соединений без дополнительной пригонки.

Призматические шпонки в единичном и мелкосерийном производстве пригоняются по ширине паза вала и втулки на сборке при помощи шлифования или ручной опиловки. Закрепление деталей на валах от осевого перемещения осуществляется при помощи стопорных винтов, упругих колец, гаек, штифтов, шплинтов и т. д.

Соединение подшипников качения в узлах и механизмах осуществляется в виде двух неподвижных посадок - внутреннего кольца на валу и наружного кольца в корпусе.

При сборке зубчатых передач необходимо выполнять следующие работы: установку зубчатых колес на вал; установку валов с зубчатыми колесами в корпус; регулирование положения зубчатых колес вдоль вала одного, относительно другого или относительно вспомогательных баз корпуса; регулирование зацепления зубчатых колес.

Зубчатые колеса на валах закрепляются при помощи шпонок, шлицев, напрессовкой и другими способами. При сборке зубчатых колес с валами наиболее часто встречаются следующие погрешности: качание зубчатого колеса на шейке вала, радиальное биение по начальной окружности, торцовое биение и неплотное прилегание, к упорному буртику вала. После сборки зубчатое зацепление должно работать бесшумно и плавно. Это обеспечивается наличием правильного бокового зазора между зубьями и правильным зацеплением, которое определяется пятном контакта зубьев.

Требуемая точность при сборке шпинделей, имеющих опоры качения, достигается методом полной взаимозаменяемости либо методом подбора. При этом механическая обработка размеров деталей, определяющих конечную точность сборки, должна быть выполнена с высокой степенью точности, и исключать слесарную пригонку.

Метод подбора дает возможность уменьшить радиальное биение шпинделя при соответствующем подборе и расположении эксцентриситетов внутренних колец подшипников и посадочных шеек шпинделя относительно друг друга. При пользовании этим методом производят предварительный контроль опорных шеек шпинделей, отмечая место их наибольшего биения относительно конуса под инструмент. Также контролируют по биению и подшипники качения. В процессе сборки для компенсации ошибок эксцентриситета и уменьшения влияния на биение шпинделя собирают подшипники и шпиндель в следующем порядке:

- эксцентриситеты внутренних колец обоих подшипников располагают в одной плоскости и по одну сторону геометрической оси шпинделя;
- эксцентриситеты шеек шпинделя и внутреннего кольца располагают в той же плоскости, но в противоположных направлениях;
- при монтаже наружных колец подшипников в отверстия корпусных деталей эксцентриситеты их располагают так, чтобы ось шпинделя сместилась в нужную сторону;

- в задней опоре устанавливают подшипники с большим радиальным биением, чем в передней.

Сборка шпиндельной группы начинается с посадки переднего подшипника на шпиндель. После этого шпиндель вводится в отверстие корпуса, где на шпиндель надеваются в порядке очередности все монтируемые на нем детали. Затем на второй конец шпинделя надевается задний подшипник и приводится окончательная регулировка.

Если шпиндель монтируется на конусно-роликовых подшипниках, то в начале сборки производится посадка наружных колец в корпус. Затем внутреннее кольцо переднего подшипника монтируется на шпиндель, после чего шпиндель вводится в отверстие корпуса, где на него надеваются другие детали. Установкой внутреннего кольца заднего роликоподшипника и регулировкой заканчивается монтаж шпинделя. После сборки производится проверка радиального и осевого биения шпинделя, а также параллельности оси вращения и основных баз корпуса.

На рисунках 35-37 в качестве примеров приведены модели собранных подузлов: шлицевый вал - зубчатое колесо; шлицевый вал - блок зубчатых колес; вал – призматические шпонки



Рисунок 35 – Модели фрагментов подузлов

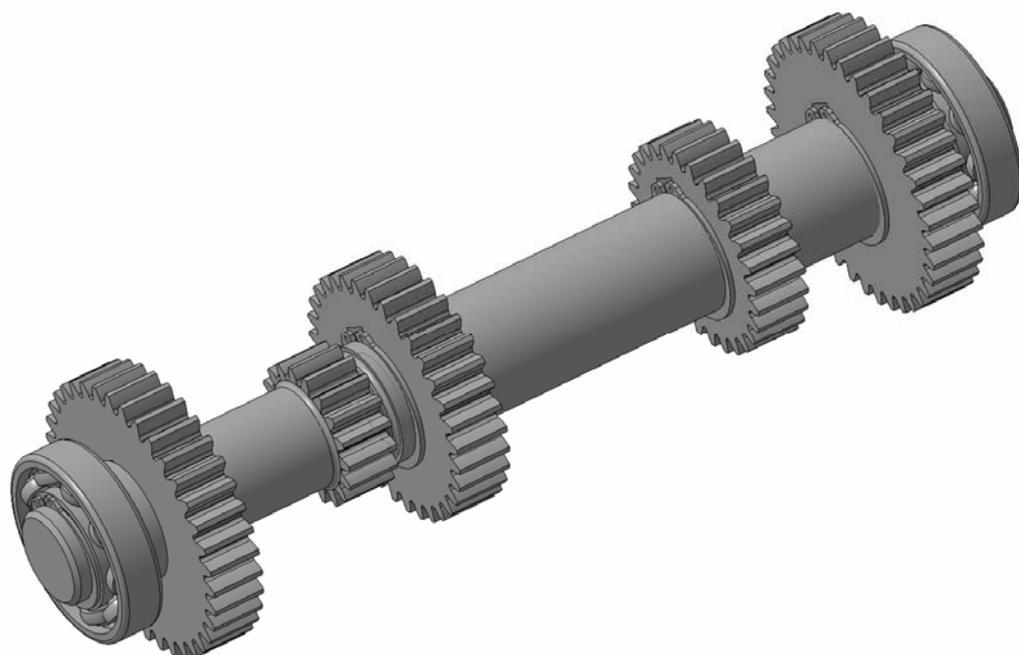


Рисунок 36 – Модель собранного вала с полным комплектом зубчатых колес и подшипников

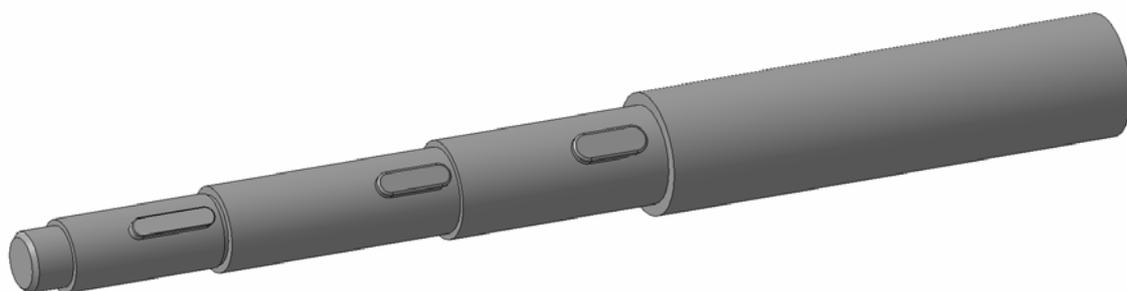


Рисунок 37 – Модель вала со шпонками

Фрагмент сборки коробки скоростей в процессе установки подшипника, представлен на рисунке 38. В данном варианте представленной сборки на первом валу предустановлено зубчатое колесо. При этом для вала действуют следующие сопряжения: соосность осей вала и посадочных поверхностей корпуса коробки; параллельность торцев вала относительно соответствующих поверхностей корпуса коробки скоростей. Нельзя использовать сопряжения, препятствующие свободному вращению зубчатого колеса до тех пор, пока не будет согласовано положение ведомого зубчатого колеса на втором валу.

В системе Компас реализована 3D-библиотека стандартных изделий. Доступ к библиотеке возможен только в режиме «сборки». На рисунке 39 представлен фрагмент копии экрана, иллюстрирующий вызов 3D-библиотеки

стандартных изделий. На рисунке 40 представлена копия экрана 3D-библиотеки подшипников качения.

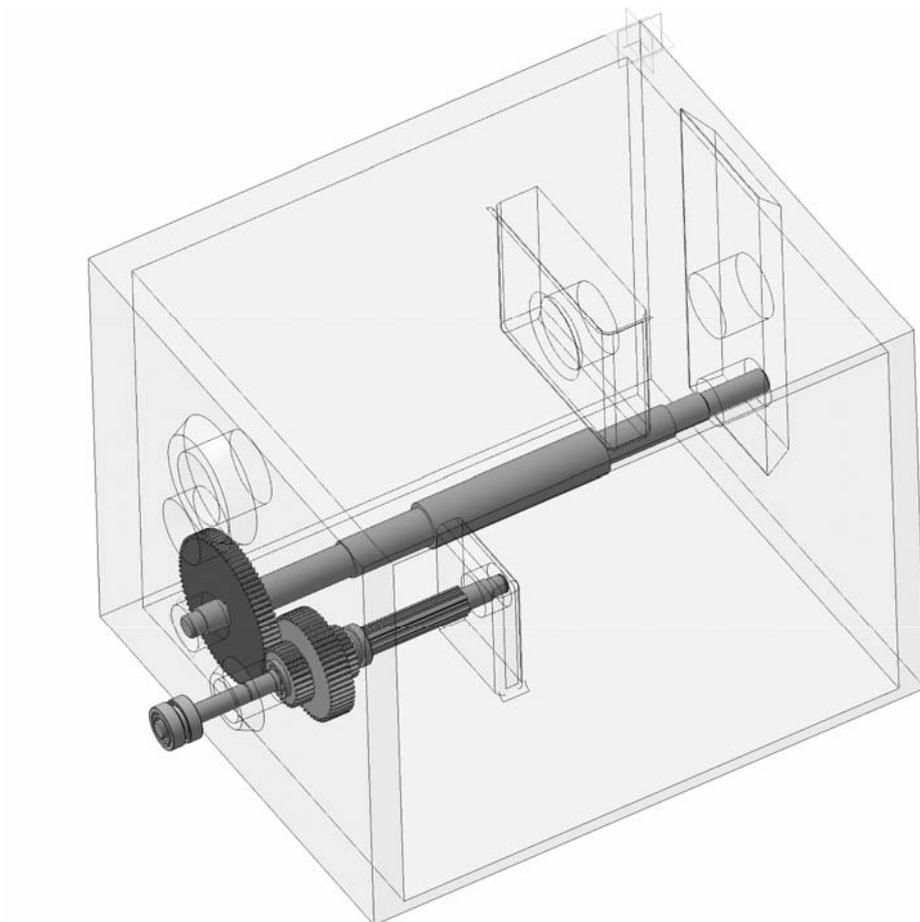


Рисунок 38 – Фрагмент сборки коробки скоростей

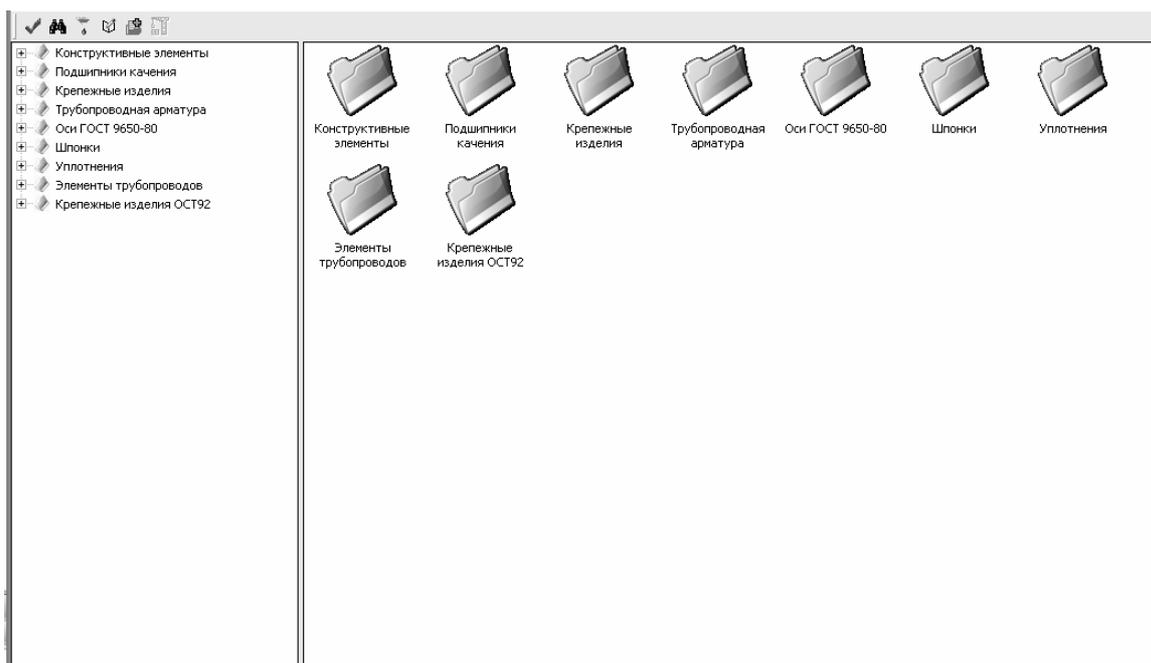


Рисунок 39 – Копия экрана 3D-библиотеки стандартных изделий

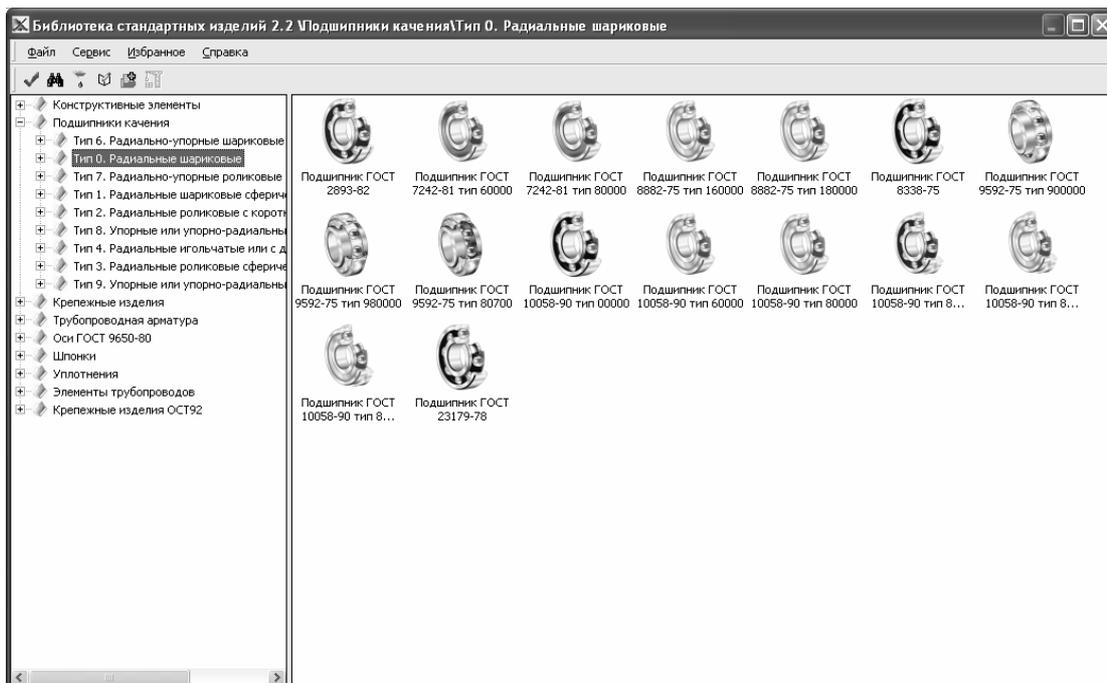


Рисунок 40 – Копия экрана 3D-библиотеки подшипников

На рисунках 41 и 42 приведены примеры собранных коробок скоростей токарного и сверлильного станков

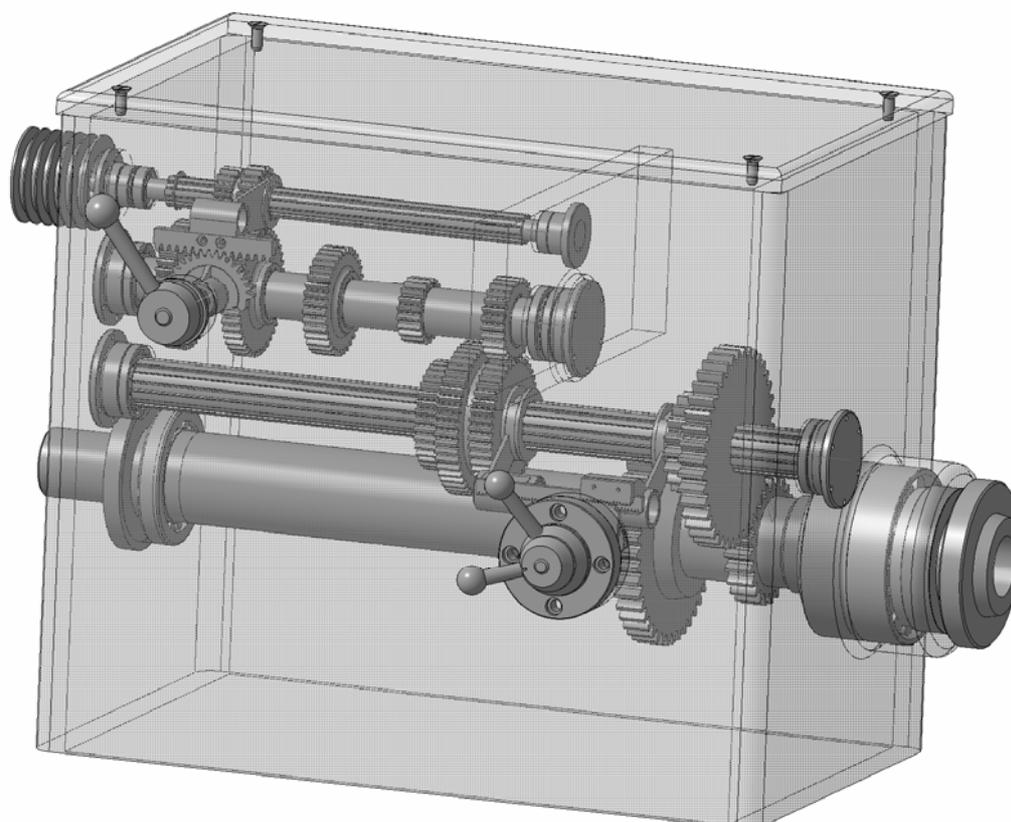


Рисунок 41 – Коробка скоростей токарного станка

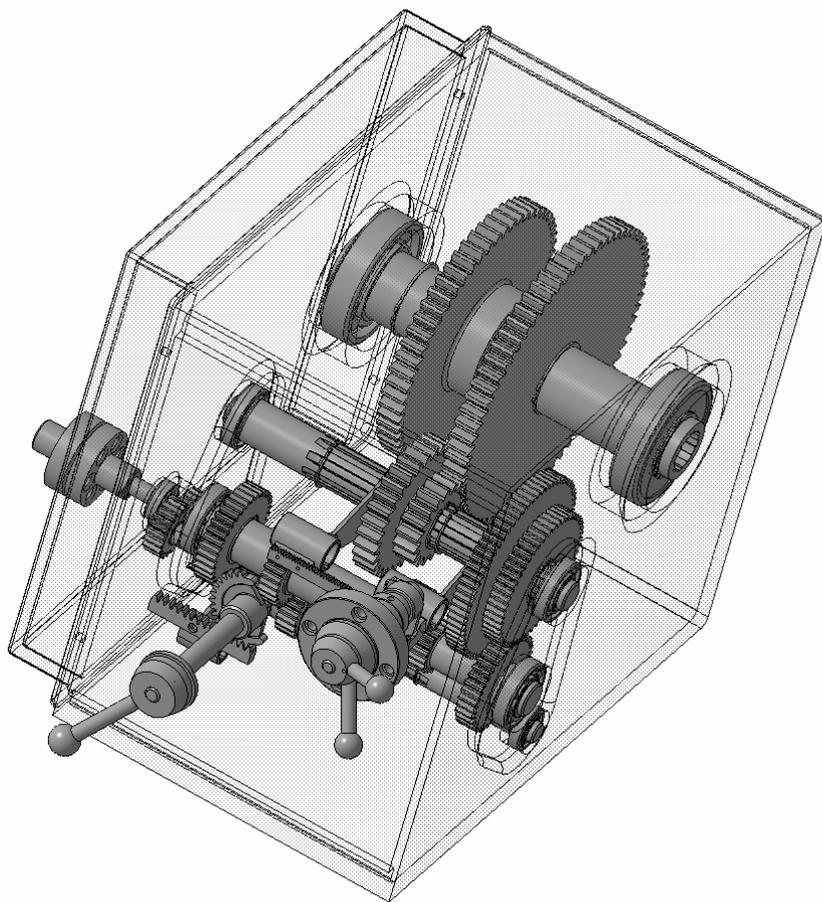


Рисунок 42 – Коробка скоростей сверлильного станка

## 9 Контрольные вопросы

- 1 Что такое развертка коробки скоростей?
- 2 Что такое свертка коробки скоростей?
- 3 Какие исходные данные необходимы для сборки коробки скоростей?
- 4 Какие типы коробок скоростей различают в зависимости от способа переключения передач?
- 5 Что такое вал?
- 6 Назовите общую функцию валов и осей?
- 7 Назовите способы передачи осевых нагрузок на валы от насаженных на них деталей?
- 8 Перечислите различие шпиндельных узлов по их связи с приводом?
- 9 Какие существуют схемы установки шпиндельных подшипников?
- 10 Что такое САД-системы?
- 11 Назовите некоторых представителей САД-систем (минимум три)?
- 12 Перечислите основные виды зубчатых колес?
- 13 Какие библиотеки используются при построении сборки коробки скоростей в САД-системе КОМПАС-3D?
- 14 Какие библиотеки необходимо использовать при построении стандартных шпонок в САД-системе КОМПАС-3D?
- 15 Какие библиотеки необходимо использовать при построении стандартных зубчатых колес в САД-системе КОМПАС-3D?
- 16 Какие библиотеки необходимо использовать при построении шлицевых и гладких валов в САД-системе КОМПАС-3D?
- 17 Какие библиотеки необходимо использовать при построении стандартных подшипников качения в САД-системе КОМПАС-3D?
- 18 Назовите основные преимущества моделирования 3D-деталей и сборок относительно их проектирования в двумерном пространстве?
- 19 Что такое сопряжение?
- 20 Приведите несколько примеров сопряжений?
- 21 Какие сопряжения необходимо учесть при проектировании сборки подшипника, закрепленного на валу в системе КОМПАС-3D?
- 22 Какие сопряжения необходимо учесть при проектировании сборки зубчатого колеса жестко закрепленного на гладком валу в системе КОМПАС-3D?
- 23 Скольких степеней свободы лишается модели сопряжением «соосность»?
- 24 Как сгенерировать сборочный чертеж в двумерном пространстве из 3D-модели в системе КОМПАС-3D?
- 25 Какие требования предъявляются к оформлению сборочного чертежа?
- 26 Ответьте на вопросы 21, 22 и 24 применительно к САД-системе Solid-Works.

## Список использованных источников

- 1 Практика конструирования машин [Текст] : справочник / В. В. Бушуев. - М. : Машиностроение, 2006. - 448 с.
- 2 Основы конструирования станков [Текст]: учеб. для вузов / В.В. Бушуев. - М. : Станкин, 1992. - 520 с.
- 3 Расчет и конструирование коробок скоростей и подач [Текст] / Ю. И. Свирщевский, Н. Н. Макейчик. - Минск : Вышэйшая школа, 1976. - 592 с.
- 4 Тяжелые зубообрабатывающие станки [Текст] / В.В. Бушуев, С.П. Налетов.- 2-е изд, перераб. и доп. – М.: Станкин, 1997. – 256 с.
- 5 Металлорежущие станки [Текст] : учебник для начального проф. образования / Б. И. Черпаков, Т. А. Альперович.- 2-е изд., стер. - М. : Академия, 2006. - 368 с.
- 5 Станки с программным управлением: справочник. - М. : Машиностроение, 1975. - 288 с.
- 6 Металлорежущие станки / под. ред. Н. С. Ачеркана. - М. : Машиностроение, 1965.- Т. 1. - 1965. - 609 с.
- 7 Металлорежущие станки / под. ред. Н. С. Ачеркана. - М. : Машиностроение, 1965.- Т. 2. - 1965. - 609 с.
- 8 Металлорежущие станки: учебник / И.М. Кучер.- 2-е изд., перераб. и доп.. - Л. : Машиностроение, 1970. - 720 с.
- 9 Металлорежущие станки [Текст] : учебник для вузов / под ред. В. Э. Пуша. - М. : Машиностроение, 1986. - 571 с.
- 10 Детали и механизмы металлорежущих станков: в 2 кн. / под ред. Д.Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1972. - Т.1. - 663 с.
- 11 Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Анурьев; под ред. И. Н. Жестковой. - 8-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 2001.- Т. 1. - 920 с.
- 12 Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев; под ред. И. Н. Жестковой. - 8-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 2001. - Т. 2. - 912 с.
- 13 Конструирование узлов и деталей машин [Текст]: учеб. пособие для вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.- 6-е изд., испр. - М. : Высш. шк., 2000. - 447 с.
- 14 Автоматизация инженерно-графических работ. AutoCAD 2000, КОМПАС-ГРАФИК 5.5, MiniCAD 5.1 / Г. Красильникова, В. Самсонов, С. Тарелкин. - СПб. : Питер, 2000. - 256 с.
- 15 Технология изготовления деталей и сборки металлообрабатывающих станков и автоматических линий [Текст] / Л. Т. Боярский, Н. П. Коршиков. – М.: Машиностроение, 1968. - 340 с.