Кафедра станков

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

**на тему: «Проектирование вертикально-сверлильного станка»**

**Аннотация**

Данный курсовой проект был разработан студентом четвертого курса машиностроительного факультета, группы. Было предложено спроектировать вертикально-сверлильный станок, по следующим данным:

* класс точности – нормальный;
* наибольший условный диаметр сверления – 18 мм.;
* наибольший ход шпинделя – 100 мм.;
* материал обрабатываемых изделий – сталь-чугун;

Курсовой проект содержит:

* пояснительную записку, из 29 листов, в которой было рассмотрено:

а) определение основных технических характеристик станка; б) проектирование кинематики станка, выбор компоновки; в) динамические и прочностные расчёты узлов, разрабатываемых конструктивно; г) описание структурной и кинематических схем, настройки станка; д) описание конструкции спроектированных узлов и систем станка;

* графический материал, содержащий четыре листа формата А1: кинематическая схема станка, развёртка привода главного движения, свёртка провода главного движения и коробка подач;
* спецификация привода главного движения;

**Содержание**

Введение 4

[1. Литературный обзор 5](#_Toc168852030)

2. Определение основных технических характеристик станка 8

[3. Синтез и описание кинематической структуры станка 10](#_Toc168852033)

4. Выбор и описание компоновки станка 11

[5. Проектирование и описание кинематической схемы станка 14](#_Toc168852036)

5.1 Проектирование кинематики привода главного движения 14

[5.2 Проектирование кинематики привода подач 17](#_Toc168852038)

6. Динамические, прочностные и другие необходимые расчёты проектируемых узлов 22

[7. Описание конструкции спроектированных узлов 35](#_Toc168852040)

8. Описание системы смазки спроектированных узлов 36

[9. Описание системы управления станком 38](#_Toc168852042)

10. Заключение 40

[Список использованной литературы 41](#_Toc168852044)

# Введение

Современные металлорежущие станки - это высокоразвитые машины, включающие механические, электрические, электронные, гидравлические, пневматические и другие методы осуществления движением и управления циклом.

По конструкции и назначению трудно найти более разнообразные машины, чем металлорежущие станки. На них обрабатывают всевозможные детали – от мельчайших элементов часов и приборов до деталей, размеры которых достигают многих метров (турбины), прокатных станов. На станках обрабатывают и простые цилиндрические, и поверхности, описываемые сложными математическими уравнениями или заданные графически. При этом достигаются высокая точность обработки, измеряемая нередко долями микрометра. На станках обрабатывают детали из сталей и чугунов, из цветных, специальных жаропрочных, мягких твердых и других материалов. Современное станкостроение развивается быстрыми темпами. В решениях правительства по развитию станкостроения особое внимание обращено на опережающее развитие выпуска станков с числовым программным управлением, развитием производства тяжелых и уникальных станков.

Сверлильные станки предназначены для сверления глухих и сквозных отверстий, рассверливания, зенкерования, развертывания, растачивания и нарезания резьбы. Сверлильные станки подразделя­ются на вертикально-сверлильные настольные и наклонные, радиально-сверлильные, для глубокого сверления, центровальные и многошпиндельные.

# 1. Литературный обзор

Общий вид наиболее распространенного универсального одношпиндельного вертикально-сверлильного станка показан на рис. 1. Станок пред­назначен для работы в основных производственных цехах, а также в условиях единичного и мелкосерийного производства, в ремонтно-механических и инструментальных цехах.

вертикальный сверлильный станок кинематический

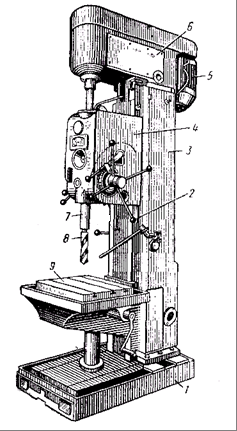
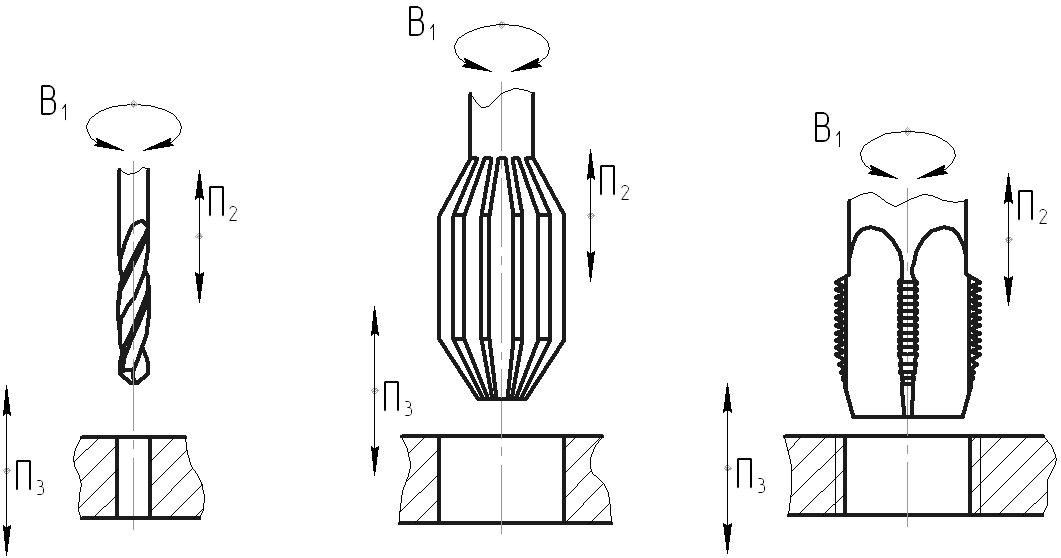
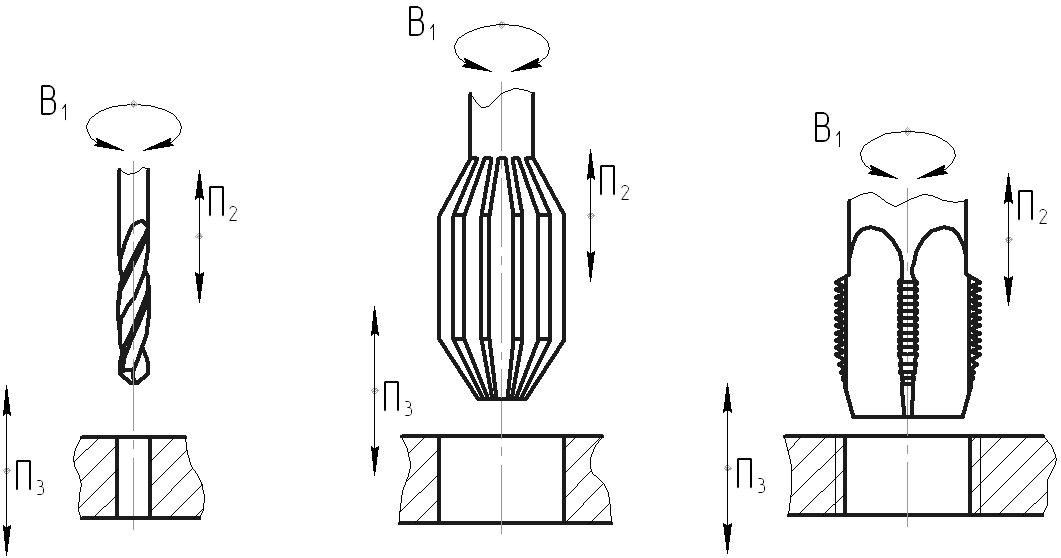


Рис.1 Вертикально-сверлильный станок.

На фундаментной плите 1 смонтирована колонна 3 коробчатой формы. В ее верхней части размещена шпиндельная головка 6, несущая электродвиатель 5 и шпиндель 7 с инструментом 8. На вертикальных направляющих колонны установлена шпиндельная бабка 4, внутри которой размещён механизм подачи, осуществляющий вертикаль­ное перемещение шпинделя. Поднимать и опу­скать шпиндель можно механически и вручную, с помощью штурвала 2. Для установки и закрепления приспособления с обрабатываемыми заготовками имеется стол 9. Его устанавливают на различной высоте, в зависимости от разме­ров обрабатываемых деталей.

Синтез методов и кинематики формообразования поверхностей резанием

# 

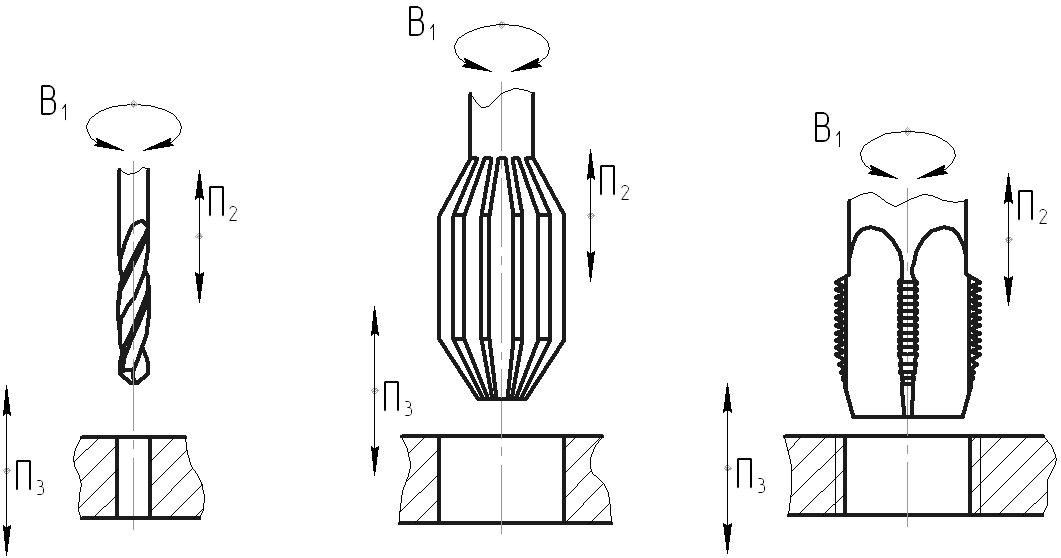


Кп+Сл Кп+Cл

ФV(В1) ФV(В1)

ФS(П2) ФS(П2)

Уст(П3) Уст(П3)



Кп+Кс

ФV(В1)

ФS(П2)

Уст(П3)

Основные технические характеристики вертикально-сверлильных станков, близких по типоразмеру:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметры | 2А150 | 2Г175 | 2Н175М |
| Наибольший условный диаметр сверления в стали | 50 | 75 | 75 |
| Рабочая поверхность стола | 500х560 | 560х630 | 710х1250 |
| Наибольшее расстояние от торца шпинделя до рабочей поверхности стола | 800 | 850 | 828 |
| Вылет шпинделя | 350 | 400 | 200-760 |
| Наибольший ход шпинделя | 300 | - | - |
| Наибольшее вертикальное перемещение |  |  |  |
| сверлильной (револьверной) головки | 250 | 710 | 500 |
| стола | 360 | - | - |
| Конус Морзе отверстия шпинделя | 5 | 6 | 1,2 или 3 |
| Число скоростей шпинделя | 12 | 12 | 12 |
| Частота вращения шпинделя об/мин | 22-1000 | 18-800 | 22-1000 |
| Число подач шпинделя (револьверной головки) | 12 | 33 | 12 |
| Подача шпинделя (револьверной головки), мм/об | 0,05-2,25 | 0,018-4,5 | 0,05-2,24 |
| Мощность электродвигателя в кВт | 7,0 | 11 | 11 |
| Габаритные размеры: |  |  |  |
| длина | 1355 | 1420 | 1500 |
| ширина | 890 | 1920 | 1800 |
| высота | 2930 | 3385 | 3650 |
| Масса, кг. | 1870 | 4250 | 5000 |

В качестве станка-прототипа выбираю вертикально-сверлильный станок 2А150 исходя из анализа его кинематики и технических характеристик.

# 2. Определение основных технических характеристик станка

1. Выбираем режущий инструмент

Спиральное сверло Dmax=18 мм и Dmin=3 мм. Материал режущей части быстрорежущая сталь Р6М5.

1. Назначаем режим резания

2.1 Назначаем подачи

Smin=0,1 мм/об

Smах=1,6 мм/об

2.2 Стойкость инструмента

Т=25 мин

2.3 Определяем допустимую скорость резания

при сверлении



где 







Общий поправочный коэффициент на скорость резания, учитывающий фактические условия резания,



где

- поправочный коэффициент, учитывающий влияние физико-механических свойств обрабатываемого материала на скорость резания;

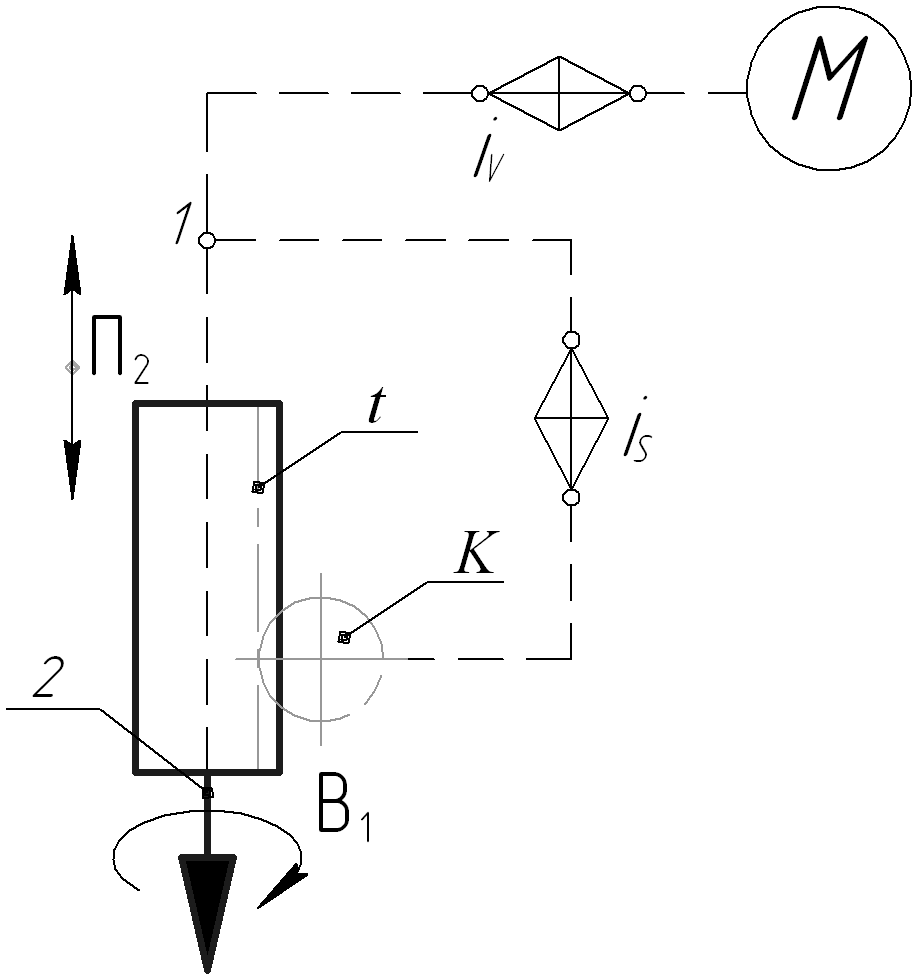
 -- поправочный коэффициент, учитывающий влияние инструментального материала на скорость резания

 -- коэффициент, учитывающий глубину



# 3. Синтез и описание кинематической структуры станка

# 



# Рис. 2 Структурная схема вертикально-сверлильного станка.

Основным формообразующими движениями при сверлильных операциях являются: главное – вращательное движение В1 и движение подачи П2 шпинделя станка. Кинематические цепи, осуществляющие эти движения, имеют самостоятельные органы настройки iv и is,посредством которых устанавливается необходимая скорость вращения инструмента и его подача.

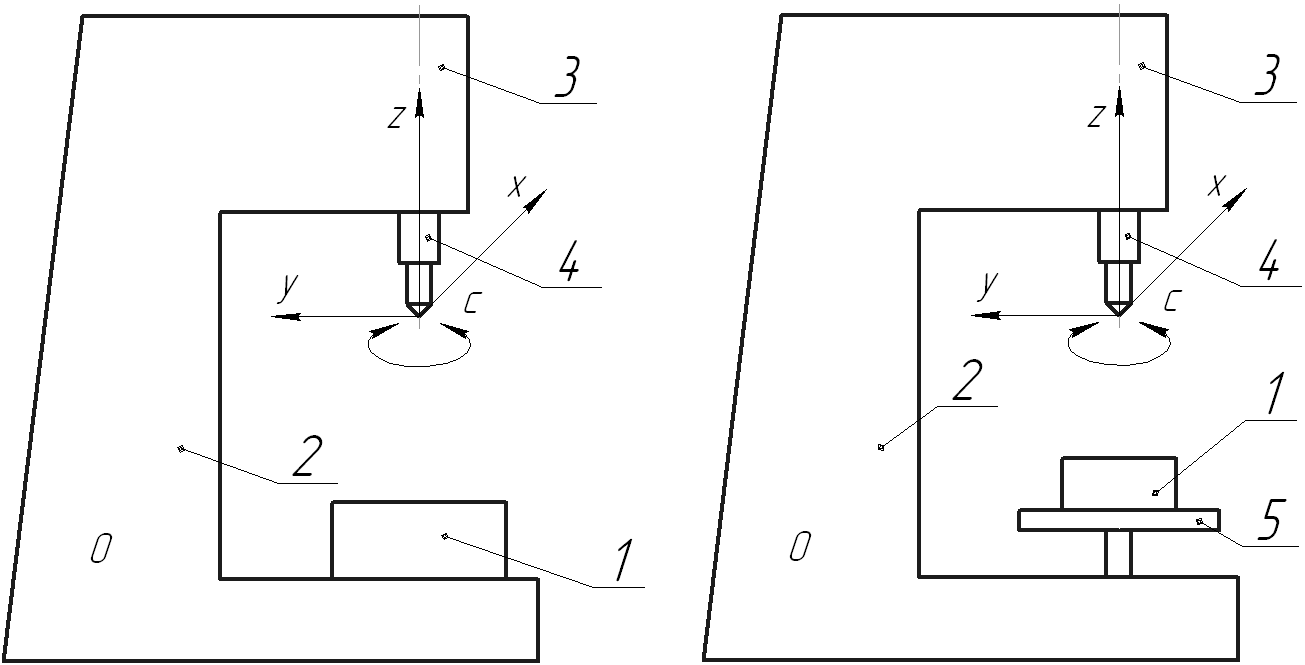
Вращение шпинделя осуществляется по цепи: от электродвигателя М по коробки скоростей iv, которая обеспечивает 12 частот вращения, передаётся на шпиндель 2. (М- iv-2)

Подача осуществляется по цепи: от электродвигателя М через коробку скоростей iv, через коробку подач is, которая обеспечивает 9 подач, вращение сообщается реечному колесу К, которое передаёт вращение на пиноль шпинделя с рейкой t. (М- iv-1- is-К-t)

**4. Выбор и описание компоновки станка**

# Компоновка станка в значительной степени влияет на технико-экономические показатели. От компоновки зависит: жёсткость конструкции; тепловой баланс и температурная деформация; универсальность станка и его переналаживаемость; металлоёмкость; трудоёмкость изготовления, сборки; ремонтопригодность.

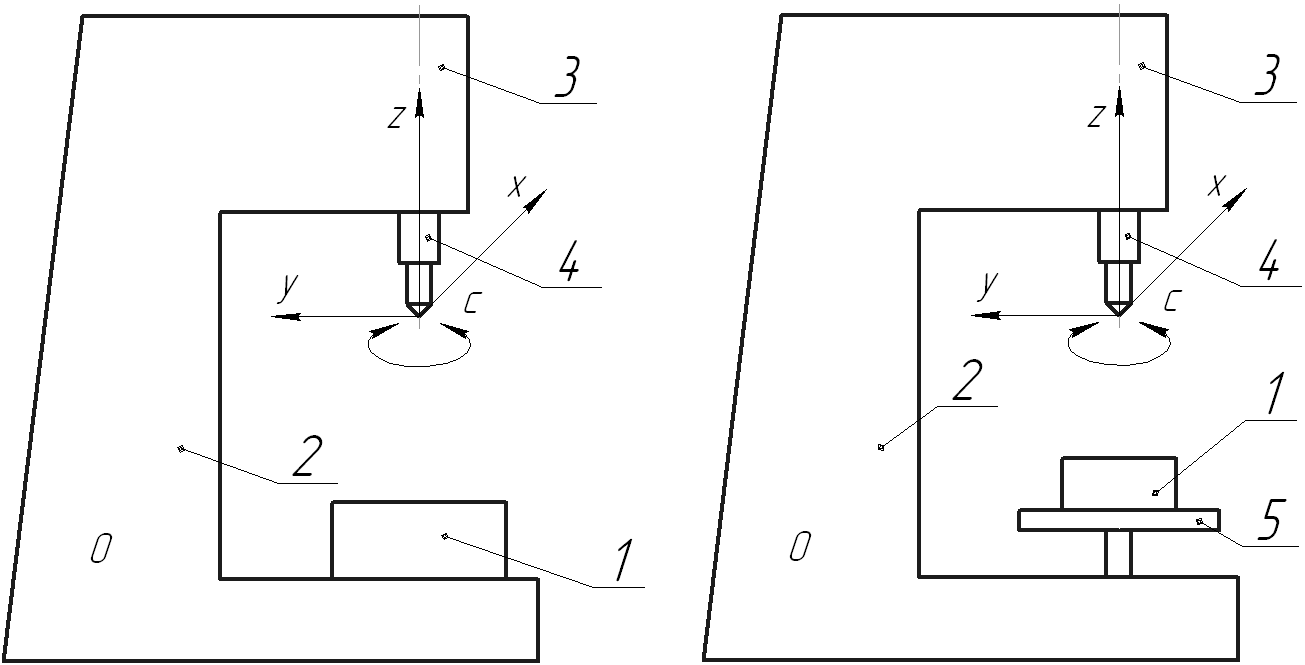
# Рассмотрим три варианта компоновки вертикально-сверлильного станка и выберем один:



# Структурная формула данной компоновки: 0ZCv

# Достоинства: жесткая конструкция станины.

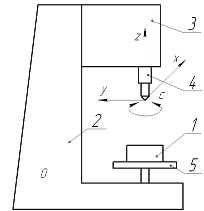
# Недостаток: ограниченные габариты обрабатываемой детали, трудность в сборки, при износе стола, куда устанавливается деталь, нету возможности замены его, при малых габаритах обрабатываемой детали уменьшается жесткость шпинделя, т.к. увеличивается величина вылета.



Структурная формула данной компоновки: Z0ZCv

# Достоинства: можно производить демонтаж стола, увеличиваются габариты обрабатываемой детали, возможность обеспечение жесткости шпинделя, за счёт подвода обрабатываемой детали к шпинделю.

# Недостаток: уменьшается жёсткость из-за стола, а следовательно уменьшается точность позиционирования.



# Структурная формула данной компоновки: Z0ZZCv

# Достоинства: можно производить демонтаж стола, простота сборки станка, т.к. коробку скоростей и подач можно собрать отдельно от станины, увеличиваются габариты обрабатываемой детали.

# Недостаток: уменьшается жёсткость не только из-за стола, но и из-за возможности перемещать шпиндельный узел, а следовательно уменьшается точность обработки.

# 1 – деталь; 2 – станина станка; 3 - коробка скоростей и подач; 4 – шпиндель; 5 – стол.

# Из рассмотренных вариантов выбираем второй, так как он самый оптимальный по жёсткости и точности.

# 5. Проектирование и описание кинематической схемы станка

## 

## 5.1 Проектирование кинематики привода главного движения

Определяем предельный частоты вращения:



Диапазон регулирования Rn частот вращения исполнительного органа





Определяем число ступеней коробки скоростей, при ϕ=1,41:





Проверяем возможность осуществления простой мощности станка:



Для прямозубых колес С=8



Значит структура простая. Из множества возможных вариантов порядка расположения и переключения групповых передач выбираем вариант при котором вес и габариты проектируемого привода минимальны.



Проверяем осуществимость принятого варианта структуры привода по диапазону регулирования группы по условию



 - принятый вариант осуществим.

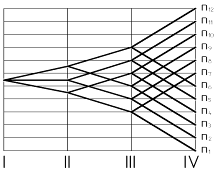


Рис. 3 Структурная сетка.



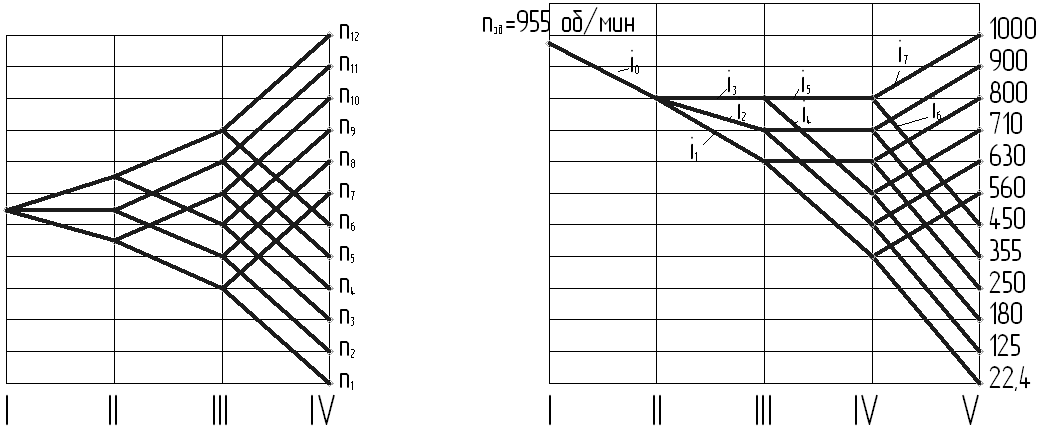


Рис. 4 График частот вращения.

Передаточные отношения принимаем:

Исходя из этого, рассчитываем числа зубьев колёс:

i1=1/2 i2=5/7 i3=1/1

a1+b1=3 a2+b2=12 a3+b3=2

Наименьшее общее кратное равно 12, т.к. Zmin=18.

Тогда Z1=20, Z2=40, Z3=25, Z4=35, Z5=30, Z6=30

i4=19/53 i5=1/1

a4+b4=72 a5+b5=2

Наименьшее общее кратное равно 72, при условии, что Zmin=18.

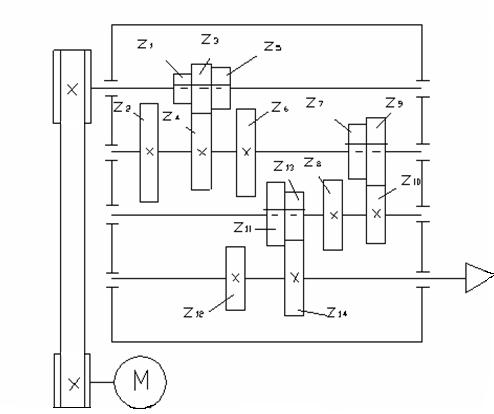
Тогда Z7=19, Z8=53, Z9=38, Z10=38

i6=1/4 i7=2/1

a6+b6=5 a7+b7=3

Наименьшее общее кратное равно 15, при условии, что Zmin=19.

Тогда Z11=20, Z12=80, Z13=80, Z14=20.



## Рис. 5 Кинематическая схема привода.

## 

## 5.2 Проектирование кинематики привода подач



Диапазон регулирования Rn подач исполнительного органа





Определяем число ступеней коробки подач, при ϕ=1,41:





Проверяем возможность осуществления простой мощности станка:



Для прямозубых колес С=8



Значит структура простая.

Из множества возможных вариантов порядка расположения и переключения групповых передач выбираем вариант при котором вес и габариты проектируемого привода минимальны.



Проверяем осуществимость принятого варианта структуры привода по диапазону регулирования группы по условию



 - принятый вариант осуществим.

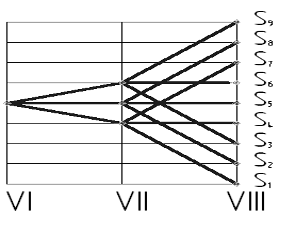


Рис. 6 Структурная сетка привода подач.

Передаточные отношения принимаем:

Исходя из этого, рассчитываем числа зубьев колёс:

i1=1/2 i2=5/7 i3=1/1

a1+b1=3 a2+b2=12 a3+b3=2

Наименьшее общее кратное равно 12, т.к. Zmin=17.

Тогда Z1=20, Z2=40, Z3=25, Z4=35, Z5=30, Z6=30

i4=1/4 i5=1/2 i6=2/1

a4+b4=5 a5+b5=3 a6+b6=3

Наименьшее общее кратное равно 15, при условии, что Zmin=17.

Тогда Z7=19, Z8=76, Z9=30, Z10=60, Z11=60, Z12=30.

Определяем минимальное значение частоты вращения последнего вращающегося звена в цепи подачи.



где Smin – минимальная подача (значение из стандартного ряда);

Sт.в. – шаг тягового вала;

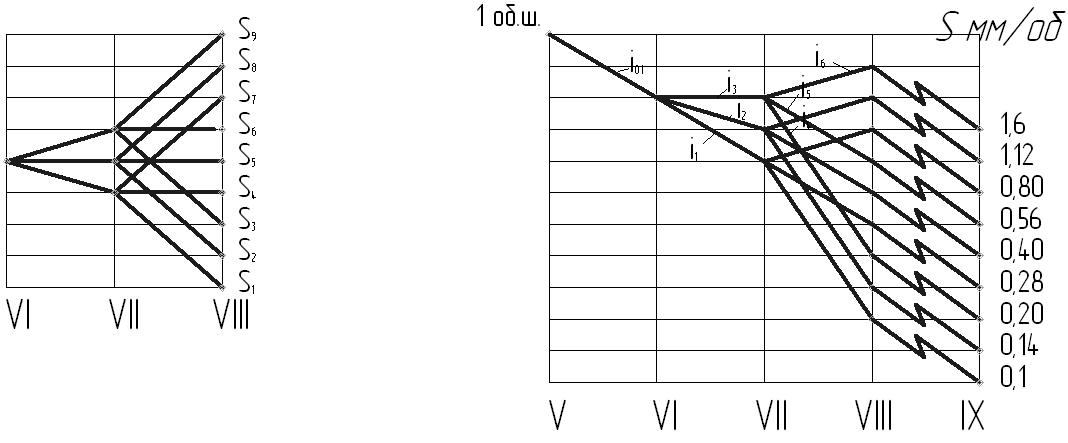


Определяем минимальное передаточное отношение кинематической цепи подач:



где n0 – один оборот шпинделя;





# Рис.7 График чисел подач.

# 6. Динамические, прочностные и другие необходимые расчёты проектируемых узлов

1. Частота вращения на валах

nI=nдв=955 мин-1

nII=800 мин-1

nIII-IV=600 мин-1

nV=250 мин-1

Угловые скорости на валах привода

 с-1

 с-1

 с-1

 с-1

Определяем мощности на валах:

РI =7000 Вт

РII = РI·ηрем ·ηпод= 7000 ·0,96·0,995 = 6865,6 Вт

РIII = РII·ηцил ·ηпод= 6865,6·0,98·0,995 = 6794,2 Вт

РIV = РIII·ηцил ·ηпод=6794,2·0,98 ·0,995 = 6724,7 Вт

РV = РIV·ηцил ·ηпод=6724,7·0,98 ·0,995 = 6557,3 Вт

где ηпод=0,99 – КПД пары подшипников

ηцил=0,98 – КПД цилиндрической прямозубой передачи

Определяем передаваемые крутящие моменты:

ТI=РI/ωI=7000/104,2=67,18 Н∙м

ТII=РII/ωII=6865,6/83,8=81,93 Н∙м

ТIII=РIII/ωIII=6794,2/62,8=108,19 Н∙м

ТIV=РIV/ωIV=6724,7/62,8=107,08 Н∙м

ТV=РV/ωV=6557,3/26,2=250,29 Н∙м

2. Расчёт зубчатой передачи

2.1. Материал шестерни: сталь 45; 240÷285 НВ; σв=650÷850 МПа; σТ=580 МПа; вид термообработки – улучшение.

Материал колеса: сталь 40; 42÷50 HRCэ; σв=630÷780 МПа; σТ=400 МПа; вид термообработки – улучшение.

2.2. Определяем расчётный модуль зацепления



где

*km*=1,4

*YFS* – коэффициент, учитывающий форму зуба и равный 1.

*ψbd* – коэффициент ширины шестерни относительно её ширины и равный 0,8.

*kFβ −* коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца и равный 1,2.

*kА −* коэффициент внешней динамической нагрузки и равный 1.

m=1,87 мм.

Значение m округляется до ближайшей величины в соответствии с ГОСТ 9563-60: m=2 мм.

2.3. Определение размеров передач и колёс.

Определяем размеры венцов колёс:

для передачи Z1-Z2

d1=m∙Z1=2∙20=40 мм

d2=m∙Z2=2⋅40=80 мм

Диаметры вершин:

для Z1-Z2

da1=d1+2∙m=40+2∙2=44 мм

da2=d2+2∙m=80+2∙2=84 мм

Диаметры впадин:

для Z1-Z2

df1=d1-2,5∙m=40-2,5∙2=35 мм

df2=d2-2,5∙m=80-2,5∙2=75 мм

Ширина венцов колёс:



Принято Ка=495, КНβ=1,02

Допускаемое напряжение 



для колеса  МПа



Sн=1,2

 МПа

Расчётное межосевое расстояние, мм

aw=0,5(d2+d1)=0,5(40+80)=60

Значение аw округляется до ближайшей величины в соответствии с ГОСТ 2185-66: аw=60

 мм

Принимаем *b=*15 мм.

тогда ширина шестерни:

b1=b2+(3÷5)=28÷30, принимаем 20 мм.

2.4. Проверка на выносливость по контактным напряжениям

Определяем окружные скорости

для ступени Z1-Z2

 м/с

Удельная расчётная окружная сила:

для ступени Z1-Z2



КНα=1 – для прямозубой передачи

КНβ=1,01









 Н/мм



 Н/мм

Расчётные контактные напряжения

σН=ZHZМ

ZМ=175 МПа

ZH=1,47

σН=175∙1,47 МПа

Условие контактной прочности для Z1-Z2 выполняется

Остальные размеры колёс рассчитываются аналогично и записываются в таблицу 1.

Таблица 1. Основные размеры и характеристики зубчатых колёс

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Z | Диаметры, мм | | | Число зубьев  колёс | Ширина зубчаты  венцов, мм | Отношение  b/d |
| d | da | df |
| 1 | 40 | 44 | 35 | 20 | 20 | 0,5 |
| 2 | 80 | 84 | 75 | 40 | 15 | 0,18 |
| 3 | 50 | 54 | 45 | 25 | 20 | 0,4 |
| 4 | 70 | 74 | 65 | 35 | 15 | 0,21 |
| 5 | 60 | 64 | 55 | 30 | 20 | 0,33 |
| 6 | 60 | 64 | 55 | 30 | 15 | 0,25 |
| 7 | 38 | 42 | 33 | 19 | 25 | 0,65 |
| 8 | 106 | 110 | 101 | 53 | 20 | 0,19 |
| 9 | 72 | 76 | 67 | 38 | 25 | 0,32 |
| 10 | 72 | 76 | 67 | 38 | 20 | 0,26 |
| 11 | 50 | 55 | 43,75 | 20 | 25 | 0,5 |
| 12 | 200 | 205 | 193,75 | 80 | 20 | 0,1 |
| 13 | 200 | 205 | 193,75 | 80 | 25 | 0,125 |
| 14 | 50 | 55 | 43,75 | 20 | 20 | 0,4 |

3. Предварительный расчёт валов

Для валов выбираем материал: Сталь 40Х ГОСТ 4543-71



Т – крутящий момент, Н∙мм

[τк] – допускаемое напряжение при кручении, МПа

[τк]=20...25

Выходной конец вала электродвигателя dI=28 мм

 мм

Принимаем dII=25 мм

 мм

Принимаем dIII=25 мм

 мм

Принимаем dIV=30 мм

 мм

Принимаем dV=35 мм

Термическая обработка: закалка + высокий отпуск НВ 230÷285.

4. Основной расчёт валов

Для проверки возьмём вал IV, на котором размещен блок из двух колёс и два одиночных колеса.

Окружное усилие в зацепление



 Н

 Н

Радиальное усилие в зацеплении







Fr1=107,08∙0,36=38,55 Н

Fr2=375,72∙0,36=135,26 Н

5. Проектный расчёт вала:

Вычисляем реакции в опорах А и В в плоскости XOZ





Вычисляем реакции в опорах А и В в плоскости YOZ







Вычисляем суммарные изгибающие моменты Миз в характерных участках вала Ми=, Н·м с построением эпюры изгибающих моментов Ми. рис.6.

На рис. 8 представлена эпюра крутящих моментов Т, Н·м, передаваемых валом.

Вычисляем эквивалентные изгибающие моменты Мэкв, Н·м в характерных точках 

где α=σ-1и/4·σои=280/4·480=0,146









Проверяем вал на усталостную прочность

Анализируя линию сечений вала, где приведённые напряжения равны допускаемым, можно сделать вывод, что потенциально слабым сечением вала является сечение с Ми=16,65 Н·м и Т=107,8 Н⋅м.

Выбираем тип концентратора напряжений и выбираем значение коэффициентов концентрации напряжений по изгибу и по кручению

kσ=2,5; kτ=1,8

Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям

Sσ=σ-1/(σa·kσд)

σ-1=280 МПа

σa=σu=Mu·103/w

w=π·d3/32=3,14·253/32=1533

σa=σu=16,65·103/1533=10,86

kσд=(kσ/kd+1/kf-1)1/kv

kd=0,98

kf=0,89

kv=1,6

kσд=(2,5/0,98+1/0,89-1)1/1,6 =1,09

Sσ=280/(10,86·1,09)=23,65

Коэффициент запаса по касательным напряжениям

Sτ=τ-1/(τa·kτд+ψτ·τm)

τ-1=170 МПа

τa=τm=Т·103/2wp

wp=πd3/16=3,14·253/16=3068 МПа

τа=τm=107,8·103/2·3068=17,57

kτд=(kτ/kd+1/kF-1)1/kv

kd=0,98

kF=0,89

kv=1,6

kτд=(1,25/0,98+1/0,89-1)1/1,6=0,87

ψT=0

Sτ=170/(17,57·0,87+0)=11,12

Общий запас сопротивления усталости

S=Sσ·Sτ/>Smin=1,5

условие выполняется

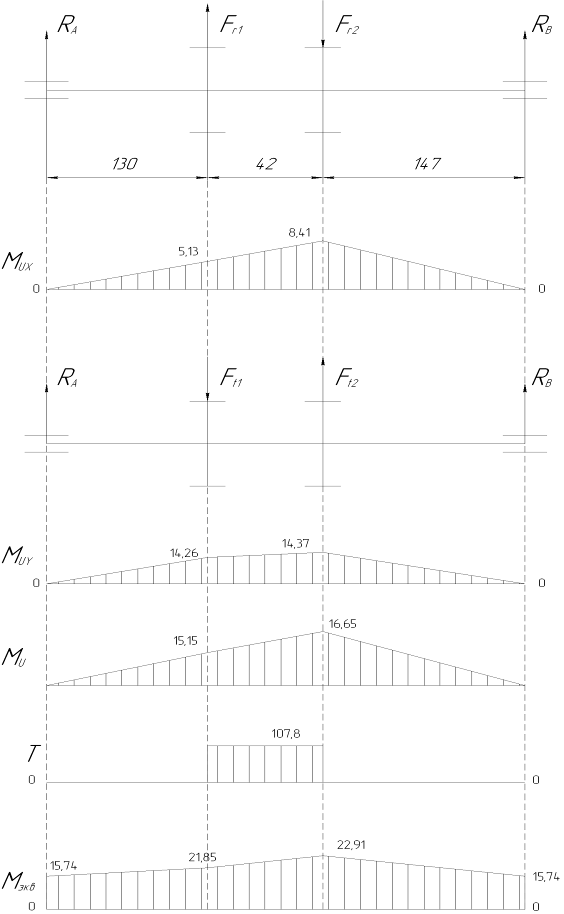


Рис. 8 Эпюры изгибающих моментов.

Подбор подшипников качения:

Диаметры шеек вала IV под подшипники были определены в предварительном расчёте валов и приняты d=25 мм.

1. Осевые составляющие от радиальных нагрузок в опорах Б и В, Н для подшипников:

Foc б(в)=е·Fr б(в)

Frб= Н

Frв= Н

Foc б=0,19·116,58=22,15 Н

Foc в=0,19·168,93=32,09 Н

2. Определяем величину и направление результирующей осевой силы,



2.1 Для схемы «в распор» подшипником В, Н осевая нагрузка которого



В этом случае осевая нагрузка для подшипника Б, Н.



Fаб=22,15 Н; Fав=22,15+32,09=54,24 Н

3.Для каждой опоры определяют соотношение

Fаб/(V·Frб)=22,15/(1·116,58)=0,19<e

Fав/(V·Frв)=54,24/(1·168,93)=0,32>е, то Х=0,41 и Y=0,87

4. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н

Рrб=[X·V·Frб+Y·Faб]·kτ·kб=[1·1·116,58+1·22,15]·1·1=138,73 Н

Рrв=[X·V·Frв+Y·Faв]kτ·kб=[0,41·168,93+0,87·54,24]·1·1=116,45 Н

5. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка с учётом изменения внешней нагрузки привода, Н

Рrср=Рr·k

k=[Σ(Tk/T1)3(tk/Lh)](1/p); p=3,33

k=90001/3,33=15,39;

Рrср=2135 H

6. Расчётная долговечность работы подшипника, час

Lhрасч=106·(С/Рrcp)p/(60·n)=106·(21000/2135)3,33/(60·630)=53530

Исходя из этих расчётов выбираем роликовый радиально-упорный подшипник 7205А и 7206А по ГОСТ 27365-87.

# 7. Описание конструкции спроектированных узлов

На верхнем конце шпинделя нарезаны шлицы, которыми он входит внутрь втулки, полу­чая от неё вращение. Нижний участок его смонтирован на подшипниках в пиноли. Конструкция узла такова, что шпиндель, свободно вращаясь, не имеет осевого смещения относительно пиноли. Последняя, получая верти­кальную подачу от реечного колеса, увлекает за собой шпиндель. Когда при сверлении шпиндель перемещается вниз или вверх, возвращаясь в исход­ное положение, шлицевый участок его скользит в шлицах втулки без нарушения кинематической связи. Сила подачи при сверлении воспринимается упорным подшипником, смонтированным в нижней части пиноли, а сама пиноль перемещается в круговых направляющих корпуса шпиндельной бабки.

Нижний конец шпинделя имеет коническое отверстие определенного стандартного размера. В него вводится хвостовик инструмента и удержи­вается там силой трения. Шпиндель имеет отверстие, в которое вводится клин для выталкивания инструмента. В случае необходимости закрепления в шпинделе инструмента различных диаметров с хвостовиками, меньшими размера гнезда, применяют переходные втулки.

# 8. Описание системы смазки спроектированных узлов

Основное назначения системы смазки коробки скоростей и коробки подач сводится к уменьшению потерь мощности на трение, сохранению точности работы, предотвращению вибрации, снижению интенсивности износа трущихся поверхностей, а также к предохранению их от заедания, задирав и коррозии.

В качестве смазочных материалов для подшипников возможно применение масла индустриального 20 (веретенное 3) или турбинного 30 (турбинное УТ), т.к. диаметры валов под подшипники не превышают 60 мм, а число оборотов составляет 2000 мин-1.

В качестве смазочных материалов для зубчатых передач применяют жидкие минеральные масла. Выбор сорта минерального масла производится в зависимости от условий работы коробки скоростей и коробки подач, передаваемой мощности, окружной скорости в зацепление, а также температуры масла в картере коробок.

Также значение имеет вязкость, чем она меньше, тем выше окружная скорость т.к. в спроектированной коробке скоростей окружная скорость не превышает 2,5 м/с, то принимаем масло цилиндровое 24 (вискозин).

Кроме вязкости масла на выбор смазки зубчатых колёс большое влияние оказывает его маслянистость – способность образовывать на поверхности трение прочные абсорбированные плёнки с пониженным сопротивление сдвига.

Учёт маслянистости при выборе масла обеспечивает минимальный износ зубчатых передач, т.к. удельное давление при скорости 2,5-5 м/с составляет 1-5 кг/мм2, то выбранный сорт масла цилиндровое 24 (вискозин) удовлетворяет нашим условиям.

Все передачи и подшипники, расположенные в общем корпусе, целесообразно обслуживать от одно централизованной системы смазки, что позволяет применить один и тот же смазочный материл.

В спроектированном станке применяем картерную систему смазки, когда масло из общей ванны увлекается и разбрызгивается зубчатыми передачами, образующийся при этом туман смазывает размещённые внутри коробки подшипники и передачи. Кроме того, масло, стекая по стенкам корпуса, также попадает на подшипники качения. Зубчатое колесо, разбрызгивающее масло, не должно быть слишком глубоко погружено в ванну, т.к. излишне высокий уровень заливки масла приводит к потерям мощности и перегреву всей системы. Зубчатые цилиндрические колёса достаточно нагружать в масло наполовину высоты зуба.

# 9. Описание системы управления станком

Главным движение в станке является вращение шпинделя, которое он получает от электродвигателя мощностью №7 кВт через клиноременную передачу и коробку скоростей. Вращение шпинделя, с определённой частотой вращения, осуществляется за счёт переключения блоков зубчатых колёс при помощи двух рычагов. Осуществляется принцип управления с предварительным набором скоростей (преселективная система). Первый рычаг осуществляет передвижении первого блока колёс, второй рычаг – двух остальных. Исходя из этого, первый рычаг имеет три положения, второй четыре. И что бы получить необходимую частоту вращения шпинделя необходимо поставить рычаги в определённое положение.

Таблица 2. Управления коробкой скоростей.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Частота вращения шпинделя,  об/мин | Положение первого рычага | Положение второго рычага | Зацепление колёс |
| 1000 | I | I | 30/30→38/38→80/20 |
| 900 | I | II | 25/35→38/38→80/20 |
| 800 | I | II | 20/40→38/38→80/20 |
| 710 | I | IV | 30/30→19/53→80/20 |
| 630 | II | I | 25/35→19/53→80/20 |
| 560 | II | II | 20/40→19/53→80/20 |
| 450 | II | III | 30/30→38/38→20/80 |
| 355 | II | IV | 25/35→38/38→20/80 |
| 250 | III | I | 20/40→38/38→20/80 |
| 180 | III | II | 30/30→19/53→20/80 |
| 125 | III | III | 25/35→19/53→20/80 |
| 22,4 | III | IV | 20/40→19/53→20/80 |

По такому же принципу осуществляется переключения коробки подач. Она имеет один рычаг, который передвигает два зубчатых колёс.

Таблица 3. Управления коробкой подач.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Подача шпинделя,  мм/мин | Положение рычага | Зацепление колёс |
| 1,6 | I | 1 об.ш.→30/30→60/30→1/52→30/6 |
| 1,12 | II | 1 об.ш.→25/35→60/30→1/52→30/6 |
| 0,80 | III | 1 об.ш.→20/40→60/30→1/52→30/6 |
| 0,56 | IV | 1 об.ш.→30/30→30/60→1/52→30/6 |
| 0,40 | V | 1 об.ш.→25/35→30/60→1/52→30/6 |
| 0,28 | VI | 1 об.ш.→20/40→30/60→1/52→30/6 |
| 0,20 | VII | 1 об.ш.→30/30→19/76→1/52→30/6 |
| 0,14 | VIII | 1 об.ш.→25/35→19/76→1/52→30/6 |
| 0,1 | IX | 1 об.ш.→20/40→19/76→1/52→30/6 |

Перемещение шпинделя также можно осуществлять в ручную.

# Заключение

Вертикально-сверлильные станки классифицируются по основным размерам: наибольшему диаметру обрабатываемого отверстия D.

По точности различают станки нормальной точности – Н, повышенной точности – П, высокой точности – В, особо высокой точности – А, особо точные – С.

Станком-прототипом данного спроектированного станка является вертикально-сверлильный станок модели 2А150.

На спроектированном станке могут выполняться следующие операции:

* сверление глухих, сквозных и ступенчатых отверстий;
* зенкерование отверстий;
* развёртывание отверстий;
* нарезание внутренней резьбы метчиком;

# Список использованной литературы

1. Общемашиностроительные нормативы режимов резания для технического нормирования работ по МРС, ч. I и II. Москва. Машиностроение. 1974 г.
2. Данилов В.А.”Методические указания к курсовому проекту по курсу МРС”, 1977 г.
3. Кузьмин”Конструирование деталей машин”
4. Государственный стандарт ЕСКД.
5. Свирщевский Ю.И.”Расчет и конструирование коробок скоростей и подач.” 1976 г.
6. Анурьев В.И.”Справочник конструктора-машиностроителя”. Москва. Машиностроение. 1974 г.
7. Кучер А.М.”МРС. Основы конструирования и расчет.”Ленинград. 1970 г.
8. Режимы резания металла. Справочник. Москва. 1972 г.