Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

Курсовой проект

по дисциплине

«Конструирование и расчёт металлорежущих станков»

по теме:

«Модернизация привода подач станка модели 6Н10 с упрощением конструкции коробки подач»

Содержание

Введение

1. Описание разрабатываемой конструкции и кинематической схемы
2. Расчет режимов резания
3. Кинематический расчет коробки подач
4. Силовые расчеты и расчеты деталей на прочность

4.1 Определение кутящих моментов на валах

4.2 Проектный расчет зубчатых передач

4.2.1 Выбор материалов и термообработки

4.2.2 Определение допускаемых напряжений

4.2.3 Определение размеров передач зубчатых колес

4.2.4 Расчет валов

5 Проверочный расчет

5.1 Расчет статической прочности вала

5.2 Проверочный расчет на усталостную прочность

5.3 Проверочный расчет жесткости вала

5.4 Проверочный расчет зубьев зубчатых колес на усталость по контактным напряжениям

5.5 Проверочный расчет по напряжениям изгиба

6 Выбор и расчет подшипников

7 Расчет шпоночного соединения

8 Расчет шлицевого соединения

9 Описание системы управления, системы смазки

10 Мероприятия по охране труда и технике безопасности

11 Улучшение технологичности привода

Список использованных источников

Введение

Современные металлорежущие станки это весьма развитые машины, включающие большое число механизмов и использующие механические, электрические, гидравлические и другие методы осуществления движений и управления цикл.

Высокую производительность современные станки обеспечивают за счет быстроходности, мощности и широкой автоматизации. В современных тяжелых станках мощность только главного электродвигателя достигает 150 кВт, а всего на одном станке иногда устанавливают несколько десятков электродвигателей. Вес уникальных станков достигает нескольких тысяч тонн.

При конструктивном оформлении для придания станку требуемых качеств и функций используют разнообразные механизмы с применением гидравлики, электрики, пневматики; применяют также детали сложных конструктивных форм с высокими требованиями к их качественным показателям, внедряют прогрессивные принципы проектирования (агрегатирование, унификация); изыскивают наиболее рациональные компоновки станков, разрабатывают новые системы управления циклом.

Наряду с развитием и совершенствованием существующих методов обработки за последние годы появились станки на базе принципиально новых технологических процессов. К таким процессам относят электроэрозионную обработку, электрохимические методы обработки, обработку сфокусированным лучом высокой энергии, обработку тонкой струей жидкости под высоким давлением, ультразвуковой метод и другие методы.

Таким образом, станки, которые называют металлорежущими, включают более широкую группу машин-орудий, обрабатывающих не только металлы, но и другие материалы различными методами.

Для выполнения таких разнообразных технологических задач с высокими требованиями к качеству продукции и производительности процесса обработки при конструировании станков необходимо использовать новейшие достижения инженерной мысли.

1 Описание разрабатываемой конструкции и кинематической схемы

Станок предназначен для обработки отверстий диаметром до 75 мм, главным образом в крупногабаритных и тяжелых деталях, в условиях индивидуального и серийного производства. Обрабатываемая деталь закрепляется непосредственно на столе, в машинных тисках или специальных приспособлениях, устанавливаемых на столе станка.

Режущий инструмент закрепляется непосредственно в конусе шпинделя или при помощи патронов, оправок и других приспособлений.

Движения в станке. Движение резания – вращение шпинделя с инструментом. Движение подачи – прямолинейное поступательное перемещение шпинделя вдоль оси. Вспомогательные движения: ручное горизонтальное перемещение шпиндельной бабки по траверсе; механическое вертикальное перемещение траверсы по колонне и механический зажим траверсы на колонне; ручное вращение траверсы с колонной и шпиндельной бабкой относительно оси колонны; гидравлический зажим поворотной колонны и шпиндельной бабки на траверсе; гидравлическое управление станком.

2 Расчет режимов резания

На практике Ф75 сверлением сразу не получают. Поэтому сначала сверлим Ф20, а затем рассверливаем Ф40, Ф60, Ф75.

Находим скорость резания при сверлении

V (1)

где C=9,8

1. диаметр сверления, мм

T- стойкость инструмента, мин

S- подача, мм/об

K=1

Значения коэффициентов и показателей степеней берем из табл. 28 [4]

Vм/мин

Найдем частоту вращения шпинделя

n= (2)

=мин

По станку принимаем n=250мин

Тогда V=15,71м/мин

Определяем осевую силу:

Для сверления:

P (3)

где С=68

D – диаметр сверления, мм.

S – подача, мм/об.

K=1

Значения коэффициентов и показателей степеней берем из табл. 32 [4]

PH

Для рассверливания:

P (4)

Где t- глубина рассверливания, мм

P Н

PН

PН

Дальнейший расчет ведем по наибольшей осевой силе P=9062,97 Н

Найдем вертикальную составляющую силы резания:

Р (5)

где С=204

РН

Найдем силу трения:

F=(PQ)\*f (6)

где P- вертикальная составляющая силы резания, Н

Q- вес движущихся частей, Н. Q=300Н

 F=0,15 – приведенный коэффициент трения.

F=(26411,19+300)\*0,15=4006,79Н

Найдем тяговое усилие с .24

P= K\*P+F (7)

где K- коэффициент, учитывающий влияние опрокидывающего момента, из-за несимметричного положения силы подачи табл.8

P= 1,15\*9062,97+4006,79=14429,2Н

Работа, выполняемая за один оборот реечной шестерни:

P\*H=2\* (8)

где H=m\*z (9)

Отсюда найдем М

M= (10)

M=кН\*мм

Определяем эквивалентную мощность по источнику

N= (11)

где М- крутящий момент, возникающий при сверлении, Н\*м

n- частота вращения шпинделя, мин

M (12)

MН\*м

Тогда:

N=кВт

По рассчитанной мощности подбираем электродвигатель серии АCL4У3 n=1500мин-1, N=2.4квт, исполнение по степени защиты IP44, способ охлаждения ICA0141.

3 Кинематический расчет коробки подач

Исходные данные:

Z=6; φ=1.41

Определяем формулу структуры привода

Z= 6 =2\*3

Строим структурную сетку для принятой структуры

Рисунок 1 – Структурная сетка

Принимаем минимальную подачу S=0,1мм/об

Для φ=1.41 принимаем из стандартного ряда подачи:

S=0,1мм/об

S=0,14мм/об

S=0,2мм/об

S=0,28мм/об

S=0,4мм/об

S=0,56мм/об

Находим частоты, соответствующие подачам S-S по формуле:

n (13)

где i- передаточное отношение червячной пары (i=1/50)

z- число зубьев реечного колеса ( z=10)

m- модуль реечного колеса ( m=3)

nмин

n=0,0742 мин

n=0,106 мин

n=0,1484 мин

n=0,212 мин

n=0,297 мин

Строим график частот вращения шпинделя (рисунок 2), исходя из условия:

i

Рисунок 2 – График частот вращения

По графику частот вращения находим передаточное отношение всех передач в виде:

 (14)

где m – число интервалов, на которые поднимается луч передачи (+) или опускается (-):

Для зубчатых передач:

i1=1/ϕ1,5; i2=1/ϕ2; i3=1/ϕ3; i4=1; i5=1/ϕ2; i6=1/ϕ4

Определение чисел зубьев шестерен коробки подач по таблице Гермара [3] принимаем в зависимости от стандартного знаменателя и суммарного числа зубьев в зубчатой передачи, принимаем число зубьев шестерни.

Результаты выбора занесены в таблицу 1:

Таблица 1 – Подбор чисел зубьев колес

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| I | i1=1/1,68 | i2=1/2 | i3=1/2,8 | i4=1 | i5=1/2,8 | i6=1/3,95 |
| ZiZi | 2034 | 2754 | 2160 | 5252 | 3668 | 2282 |
| ΣZ | 54 | 81 | 81 | 104 | 104 | 104 |

Составляем уравнение кинематического баланса для всех частот вращения шпинделя и определяем действительные частоты, которые могут отличаться от стандартных не более, чем на , т.е. ±10\*(1,41 1)=4,1%

Δ=[(nстаид-nфакт)/ncтанд]\*100; (15)

Определим фактические частоты вращения.

n1=20/34\*21/60\*22/82=0,055мин-1;

n2=20/34\*27/54\*22/82=0,077 мин-1;

n3=20/34\*21/60\*36/68=0,108мин-1;

n4=20/34\*27/54\*36/68=0,151мин-1;

n5=20/34\*21/60\*1=0,206мин-1;

n6=20/34\*27/54\*1=0,294мин-1;

#### Результаты расчета погрешности действительных передаточных отношений сводим в таблицу 2.

#### Таблица 2 – Погрешности действительных передаточных отношений

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| N | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| nстанд | 0,053 | 0,0742 | 0,106 | 0,1484 | 0,212 | 0,297 |
| nфакт | 0,055 |  0,077 | 0,108 | 0,151 | 0,206 | 0,294 |
|  Δ, % | 3,7 | 3,7 | 1,9 | 1,7 | 2,8 | 1 |

Все отклонения передаточных отношений находятся в пределах допустимых, поэтому пересчет не производим.

4 Силовые расчеты и расчеты деталей на прочность

4.1 Определение крутящих моментов на валах

Расчет начнем с последнего вала коробки подач, момент на котором находим через формулу(10) работы реечной шестерни.

Находим моменты на остальных валах:

 (16)

 (17)

 (18)

4.2 Проектный расчет зубчатых передач

4.2.1 Выбор материалов и термообработки

В качестве материала для изготовления всех зубчатых колес принимаем сталь 40Х ГОСТ 4543-71, с термообработкой – закалка плюс высокий отпуск (35…40HRC). Обработка зубчатого венца т.в.ч. с последующим низким отпуском. (50…55НRC). Механические свойства материала:

- для колеса: =1600 МПа, =1400 МПа, 54HRC

- для шестерни: =1600 МПа, =1400 МПа, 52HRC

4.2.2 Определение допускаемых напряжений

Допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса определяем из источника по формуле:

, (19)

где , МПа - базовый предел контактной выносливости зубьев, определяемый для шестерни и колеса:

= 1.2 - коэффициент безопасности для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев.

ш=17\*HRC+200=17\*52+200=1084МПа (20)

к=17\*HRC+200=17\*54+200=1118 МПа (21)

МПа

=1129,167МПа

Допускаемые напряжения изгиба колеса и шестерни определяем из источника по формуле:

 (22)

где - базовый предел выносливости зубьев при изгибе, определяемый для шестерни и колеса:

Для колеса =650 МПа, для шестерни =600МПа

= 0.8 – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (для НВ> 350 и реверсивной передачи)

=1,75 - коэффициент безопасности,

 - коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения (=1,25).

Тогда допускаемые напряжения изгиба колеса составят:

=342,9МПа

=371,43МПа

4.2.3 Определение размеров передач и зубчатых колес

Определяем ориентировочное значение делительного межосевого расстояния по формуле 8.13:

а=; (23)

где из стандартного ряда

U = 1/i

М - крутящий момент на ведомом валу, кН\*м

К=1,1 по источнику [5]

a=мм.

a=мм.

a=мм.

Определяем модуль для колес передач по формуле:

m=2a/Z (24)

где Z– суммарное число зубьев колес,

a – межосевое расстояние, мм.

m=(2\*92,3)/54=3,42мм

m=(2\*123,32)/81=3мм

m=(2\*123,32)/81=3мм

m=(2\*103,58)/104=2мм

Из конструкторских соображений по ГОСТ 9563–60 принимаем модули:

m=3,5мм

m=3мм

m=3мм

m=2,5мм

Уточняем межосевое расстояние

а=m\* Z/2 (25)

Тогда

a=3,5\*54/2=94,5мм.

a=3\*81/2=121,5мм.

a=2,5\*104/2=130мм.

Определяем размеры венцов колес при X1=X2=0.

Делительный диаметр:

d=m\*Z (26)

Диаметр вершин:

da=m\*(z+2) (27)

Диаметры впадин:

df=m\*(z-2,5) (28)

Ширина венцов колес:

b=(6…10)m (29)

Степень точности зубчатых колес принимаем по приложению 19 [8] исходя из окружной скорости колес. Окружную скорость зубчатых колес определяем по формуле:

 (30)

где d- делительный диаметр колеса, мм

n – частота вращения вала, на котором посажено зубчатое колесо.

Результаты расчетов сводим в таблицу 5.

Таблица 5 – Параметры зубчатых колес

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначение | Ширина венца, мм | Модуль, мм | Число зубьев | Делительный диаметр, мм | Диаметр вершин, мм | Диаметр впадин, мм | Степень точности колеса  |
| Z1 | 21 | 3,5 | 20 | 70 | 77 | 61,25 | 8 |
| Z2 | 21 | 3,5 | 34 | 126 | 126 | 110,25 | 8 |
| Z3 | 18 | 3 | 21 | 63 | 69 | 55,5 | 8 |
| Z4 | 18 | 3 | 60 | 180 | 186 | 172,5 | 8 |
| Z5 | 18 | 3 | 27 | 81 | 87 | 73,5 | 8 |
| Z6 | 18 | 3 | 54 | 162 | 168 | 154,5 | 8 |
| Z7 | 15 | 2,5 | 52 | 130 | 135 | 123,75 | 8 |
| Z8 | 15 | 2,5 | 52 | 130 | 135 | 123,75 | 8 |
| Z9 | 15 | 2,5 | 36 | 90 | 95 | 83,75 | 8 |
| Z10 | 15 | 2,5 | 68 | 170 | 175 | 166,75 | 8 |
| Z11 | 15 | 2,5 | 22 | 55 | 60 | 48,75 | 8 |
| Z12 | 15 | 2,5 | 82 | 205 | 210 | 198,75 | 8 |

4.2.4 Расчет валов

Определение диаметров ступеней валов.

Определим диаметры выходных концов валов для установки подшипников по формуле, окончательно принимая диаметр вала под подшипники:

= (31)

где , мм - рассчитываемый диаметр i – го вала,

Тi, Нм - крутящий момент на i –ом валу,

 = 20…30 МПа – допускаемые касательные напряжения, тогда:

dI==22мм, dI= 25мм

dII==26,22мм, dII= 32мм

dIII==31,37мм, dIII= 36мм

dIV==31,37мм, dIV= 36мм

Расчет будем производить для III- го вала, который является наиболее нагруженным, поэтому исходными данными для расчета будут являться: диаметр вала = 36 мм, крутящий момент на валу =216,4 кНм. Расчет ведем для колес Z и Z, d, d

Определим силы, возникающие в зацеплении:

Окружная сила

=2\*/, Н (32)

Ft1=2\*216,4/55 = 7,87кН

Ft2=2\*216,4/180 = 2,41кН

Радиальная сила =\*, Н (-угол зацепления). (33)

Fr1=7,84\*tg20=2,85кН

Fr2=2,41\*tg20=0,877кН

Для колес Z и Z:

 (34)

 (35)

Для колес Z и Z:

 (36)

 (37)

Определим усилия, возникающие в опорах, для этого разложим реакции на горизонтальные и вертикальные составляющие. Тогда реакции от сил в горизонтальной плоскости составят:

,

 (38)

,

 (39)

В вертикальной плоскости:

 (40)

 (41)

Рис 3. Эпюры моментов третьего вала

По полученным значениям найденных реакций и из эпюр изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях определяем значения суммарных изгибающих моментов по длине вала из выражения:

MCYM.ИЗГ= (41)

где MCYM.ИЗГ, МИЗГ.Г, MИЗГ.В, Нм – соответственно суммарный изгибающий момент и изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

MCYM.ИЗГА=0

MCYM.ИЗГВ=372,68 кHм;

MCYM.ИЗГС=15,12 кHм;

MCYM.ИЗГD=0

5 Проверочный расчет

5.1 Расчет статической прочности вала

Статическая прочность вала оценивается по эквивалентному напряжению, которое подсчитывается по третьей и четвертой теориям прочности.

 (42)

MCYM.MAX=323,69кН\*м

По формуле 15.10

 (43)

где d- внутренний диаметр шлицев вала, d=32мм.

Касательные напряжения находим по формуле:

 (44)

где Т – крутящий момент на валу, Н\*м

Тогда

где (45)

В качестве материала для изготовления вала примем сталь 18ХГТ

ГОСТ 4543 – 88, с механическими свойствами в нормализованном состоянии:

=650 МПа, =450 МПа, 210 НВ.

106,7<360 - условие статической прочности соблюдается.

5.2 Проверочный расчет на усталостную прочность

Для обеспечения достаточной усталостной прочности, необходимо выполнение следующего условия:

= (46)

где S – общий коэффициент запаса прочности,

[S] = 1.5 допустимый коэффициент запаса прочности,

= -коэффициент запаса по нормальным напряжениям,

где = 0.5\* = 0.4\*750 = 300 МПа –предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба.

===98,86 МПа – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба в рассматриваемом сечении

=1,6 – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений,

=0.72 – масштабный фактор для нормальных напряжений,

=1 – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности =0.17 – коэффициент, корректирующий влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости

=0– среднее напряжение цикла изменения нормальных напряжений,

= - коэффициент запаса по касательным напряжениям,

где = 0.2\* = 0.3\*75-= 150 МПа - предел выносливости стали при симметричном цикле кручения,

=0,5\*=11,595 МПа - амплитуда цикла касательных напряжений

=2,45 –эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений,

=0.72 – масштабный фактор для касательных напряжений,

=1 – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности,

=0.085 – коэффициент, корректирующий влияние постоянной составляющей цикла касательных напряжений на сопротивление усталости,

==11,595 МПа – среднее напряжение цикла изменения касательных напряжений.

Тогда:

===1,93

===3,71

И общий коэффициент запала прочности:

===1,71

Таким образом, =1,71 >[S] = 1.5, то есть запас сопротивления усталости обеспечен.

5.3 Проверочный расчет жесткости вала

Проверка жесткости вала по условиям работы зубчатого зацепления. Опасным является изгиб вала под шестерней.

Прогиб в вертикальной плоскости от силы F:

 (47)

Прогиб в горизонтальной плоскости от силы F:

 (48)

где F- радиальная сила в зацеплении, Н

F- Окружная сила в зацеплении, Н

a, b- расстояния от концов вала до места приложения сил, мм

E= 2\*10МПа – модуль упругости материала вала,

J - момент инерции, мм

L – суммарная длина вала, мм.

 (49)

Рассчитаем прогибы:

Суммарный прогиб находим по формуле:

 (50)

Допускаемый прогиб определяем по рекомендации с.323

[y]=0,01\*m (51)

[y]=0,01\*2,5=0,025мм

0,00936<0,025 – следовательно условие выполняется.

5.4 Проверочный расчет зубьев зубчатых колес на усталость по контактным напряжениям

Расчет ведем исходя из формулы источника

 (52)

где E= 2\*10МПа – Модуль упругости материала зубчатого колеса,

Т- момент на валу, Н\*м

K=1,1

d- делительный диаметр зубчатого колеса, мм

b- ширина венца зубчатого колеса, мм

U=1/i=2,82

Допустимое контактное напряжение находим по формуле:

 (53)

434,32<1118МПа – условие выполняется.

* 1. Проверочный расчет по напряжениям изгиба

Определим расчетное напряжение изгиба по формуле:

= (54)

где = 4.1 – коэффициент формы зуба

= 3,75 – коэффициент формы зуба

 = 342,9 МПа – допускаемое напряжение изгиба для шестерни,

 = 371,43 МПа – допускаемое напряжение изгиба для колеса,

m – модуль зубчатого колеса,мм,

b – ширина венца зубчатого колеса,мм.

Определяем менее прочное звено:

/=342,9/4,1=83,63 (55)

/=371,43/3,75=99 (56)

Расчет будем производить по колесу;

=1 – (предварительно) коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев,

 =1 - (для прямозубой передачи) коэффициент, учитывающий наклон зуба,

=2\*/=2\*216400/180 = 2404,44Н – окружная сила на начальной окружности,

=1 – коэффициент нагрузки,

Таким образом:

== 166,89 МПа

То есть =166,89МПа много меньше =371,43 МПа, следовательно условие соблюдается.

6 Выбор и расчет подшипников

По определенным диаметрам выходных концов валов производим подбор подшипников, для установки валов в корпус коробки. Так как все передачи на валах являются прямозубыми, а валы расположены вертикально, то оптимальным вариантом являются шариковые радиально-упорные однорядные подшипники по ГОСТ 831 – 75.

Для третьего вала на оба выходных конца принимаем по ГОСТ 831 – 75 шариковый радиально-упорный однорядный подшипник 36306(К) со следующими основными размерами и характеристиками:

d = 30мм - номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца,

D = 72мм - номинальный диаметр наружной цилиндрической поверхности наружного кольца,

B = 19мм – номинальная ширина подшипника,

С = 43800 Н – динамическая грузоподъемность,

С0 =27600 Н – статическая грузоподъемность.

Произведем расчет данного подшипника для наиболее нагруженной фиксирующей опоры третьего вала :

= (57)

= (58)

Наиболее нагружена опора А.

Осевая составляющая:

=m\*g=13\*9,8=127,4Н (59)

Определим значение отношения , для определения значения параметра

==0,0046, тогда =0.38 (60)

Определим значение следующего соотношения и сравним его со к

= =0,019 (61)

где V =1 – (при вращении внутреннего кольца по отношению к нагрузке) коэффициент вращения.

Так как =0 > =0.38, то значения коэффициентов в формуле для эквивалентной динамической нагрузки составят: X = 1, Y = 0.

Определим эквивалентную радиальную нагрузку из выражения:

= ( 62)

 = 1\*6670 Н

Для определения пригодности выбранного подшипника, определим расчетную динамическую грузоподъемность подшипника для данных условий нагружения и сравним со стандартной аналогичной грузоподъемностью выбранного подшипника.

Расчетная динамическая радиальная грузоподъемность:

=\* (63)

где =6670 Н - эквивалентная динамическая радиальная нагрузка,

p = 3 - для шарикоподшипников,

= 10000 ч – продолжительность работы подшипника (долговечность),

n = 415,8мин-1 – максимальная частота вращения вала, тогда

=6670\*=41989 Н

То есть С = 43800Н > =41989 Н, что говорит о пригодности выбранного подшипника.

Для проверки подшипника по статической грузоподъемности, определим эквивалентную статическую нагрузку:

== 0.6\*6670+0.5\*127,4=4065,7Н (64)

где = 0.6, =0.5 (для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников).

=4067,7 Н < С0 = 27600 Н – подшипник пригоден.

Для четвертого вала на оба выходных конца принимаем по ГОСТ 831 – 75 шариковый радиально-упорный однорядный подшипник 36306(К) со следующими основными размерами и характеристиками:

d = 30мм - номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца,

D = 72мм - номинальный диаметр наружной цилиндрической поверхности наружного кольца,

B = 19мм – номинальная ширина подшипника,

С = 43800 Н – динамическая грузоподъемность,

С0 = 27600 Н – статическая грузоподъемность.

Для второго вала на оба выходных конца принимаем по ГОСТ 831 – 75 шариковый радиально-упорный однорядный подшипник 46305(К) со следующими основными размерами и характеристиками:

d = 25мм - номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца,

D = 62мм - номинальный диаметр наружной цилиндрической поверхности наружного кольца,

B = 17 мм – номинальная ширина подшипника,

С = 26900Н – динамическая грузоподъемность,

С0 = 14600Н – статическая грузоподъемность.

7 Расчет шпоночного соединения

Передача крутящего момента с третьего вала на четвертый , происходит с помощью зубчатого колеса Z, которое крепится на ступице шестерни Zс помощью призматической шпонки.

Диаметр ступицы для посадки зубчатого колеса составляет d = 55мм, для которого по ГОСТ 23360 – 78 выбираем призматическую шпонку с размерами:

Сечение шпонки

b=16мм – толщина шпонки,

h=10мм – высота шпонки,

K=4.3мм – выступ шпонки от шпоночного паза.

Длину шпонки примем = 20 мм

Материал шпонки сталь 45 ГОСТ 1050 – 88, с допускаемым напряжением смятия [] = 90 МПа.

Принимая нагружение шпонки по длине равномерным, произведем расчет на смятие. Условие прочности на смятии имеет вид:

= < (65)

где , Нм – наибольший допускаемый вращающий момент,

=55 мм – диаметр вала под установку шпонки,

K=4.3мм – выступ шпонки от шпоночного паза.

L= 20мм – рабочая длинна шпонки,

T=216,4 кНм – крутящий момент на 4-ом валу,

[]=90 МПа - допускаемое напряжение смятия, тогда

== 0,5\*55\*4,3\* 20\*90\*10-3=212,85 Нм,

т.е. =291,6 Нм < TIV=216,4 кНм

Таким образом, условие прочности выполняется.

8 Расчет шлицевого соединения

Для передачи вращения между валами с помощью зубчатых передач, необходимо обеспечить неподвижность зубчатых колес относительно валов в окружном направлении, то есть отсутствие вращения зубчатых колес независимо от вала с этой целью будем использовать прямобочные шлицевые соединения.

По ГОСТ 1139 – 80 примем размеры прямобочных шлицевых соединений средней серии:

для вала 3: =8, =32мм, =36мм, =6мм, =0.4мм, =0.3мм

где - число зубьев шлицевого вала,

, мм - внутренний диаметр шлицев вала,

, мм - наружный диаметр шлицев вала,

, мм - толщина шлицев,

, мм - размер фаски,

, мм - размер закругления.

Для шлицевых соединений основным является расчет на смятие шлицев. Произведем расчет прочности шлицевого соединения 3–го вала. Условие прочности имеет вид:

= (66)

где , МПа – расчетное напряжение смятия

=216,4 к Нм – крутящий момент на 3-ем валу,

=0.85 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузок по рабочим поверхностям зубьев,

=, мм2/мм – (для прямоугольных зубьев) площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на 1мм длины,

где =8 - число зубьев шлицевого вала

=32 мм - внутренний диаметр шлицев вала,

=36 мм - наружный диаметр шлицев вала,

=0.4 мм - размер фаски,

=0.3 мм - размер закругления, тогда

=80 мм – (длина ступицы блока) рабочая длина зуба,

===17 – для прямоугольных зубьев,

[]=10…20 МПа – допускаемое напряжение смятия боковых поверхностей зубьев.

Тогда

===10,4 мм2/мм

===17,99 МПа

Таким образом, =17,99 МПа < []=10…20 МПа, то есть прочность соединения обеспечивается.

9 Описание системы управления и системы смазки

Описание системы управления

Для переключения подач, необходимо осуществлять перемещение одного двойного и одного тройного блока зубчатых колес. Управление коробкой подач осуществляется с помощью механизмов, которые работает по следующему принципу.

Переключение блоков находящихся на одном валу осуществляется по средствам рукоятки управления, которая при повороте вращает валик, который в свою очередь вращает шестерню, закрепленную на нем. Вращение шестерни передается зубчатой рейке, на которой закреплена вилка, передающая движение перемещения зубчатого блока по валу.

Описание системы смазки

Система смазки коробки скоростей предусматривает подвод необходимого количества смазочного материала к трущимся парам, распределение его по всей рабочей поверхности, очистку смазки.

Система смазки проектируемого узла представляет собой часть всей системы смазки станка. Смазка станка обеспечивается следующими системами:

- циркуляционной

- набивкой.

 Циркуляционной системой осуществляется смазка коробки подач, скоростей, механизма подач. Масло подается плунжерным насосом, который крепится к нижней плите корпуса коробки скоростей и приводится в действие от эксцентрика, закрепленного на валу коробки скоростей. Подаваемое насосом масло поступает по трубкам, в которых сделаны прорези, на зубчатые колеса, валы, подшипники коробок скоростей и подач, сверлильной головки, затем стекает обратно в масляный резервуар.

Смазка подшипников шпинделя, подшипников привода коробки скоростей, коробки подач осуществляется набивкой консистентной смазкой «ЦИАТИМ 201».

Для обслуживания системы смазки необходимо заполнить масляный резервуар до уровня нижнего маслоуказателя маслом “Индустриальное 20А”. Уровень масла следует проверять по красной точке маслоуказателя до пуска станка или после его отключения через 10 - 15 минут (после стока масла в резервуар). При нормальной работе насоса масло должно непрерывно поступать в контрольный глазок. Смену масла рекомендуется производить первый раз после 10 дней работы, второй раз после 20 дней, а затем через каждые три месяца. Проверку системы смазки производить также через каждые три месяца.

10 Мероприятия по технике безопасности и охране окружающей среды

Эксплуатация металлообрабатывающего оборудования должна отвечать требованиям ГОСТ 12.2.009, СТ СЭВ 538, СТ СЭВ 539, СТ СЭВ 500, в соответствии, с которыми при работе на станках сверлильной группы предусматривается выполнение следующих требований:

1. Проверить, хорошо ли убрано рабочее место, и при наличии неполадок в работе станка в течении предыдущей смены ознакомиться с ними и с принятыми мерами по их устранению.

2. Проверить состояние решетки под ногами, ее устойчивость.

3. Проверить состояние ручного инструмента.

4. Привести в порядок рабочее место: убрать все лишнее, подготовить и аккуратно разложить необходимые инструменты и приспособления так, чтобы было удобно и безопасно ими пользоваться.

5. Проверить состояние местных грузоподъемных устройств.

6. Проверить состояние станка: убедиться в исправности электропроводки, заземляющих проводов.

7. На холостом ходу проверить исправность кнопок “Пуск” и “Стоп”.

8. Подготовить средства индивидуальной защиты и проверить их исправность.

9. Масса и габаритные размеры заготовок должны соответствовать паспортным данным станка.

10. При обработке заготовок массой более 16кг устанавливать и снимать с помощью грузоподъемных устройств, причем не допускать превышения нагрузки, установленной на них.

11. При необходимости пользоваться средствами индивидуальной защиты. Запрещается работать в рукавицах и перчатках, а также с забинтованными пальцами без резиновых напальчников.

12. Перед каждым включением станка убедиться, что его пуск ни для кого не опасен.

13. Если в процессе обработки образуется отлетающая стружка, установить переносные краны для защиты окружающих и надеть защитные очки или предохранительный щиток. Следить за своевременным удалением стружки как со станка, так и с рабочего места.

14. Правильно укладывать обработанные детали, не загромождать подходы к станку.

15. Обязательно выключать станок при уходе даже на короткое время, при регулировке, уборке и смазывании станка.

16. По окончании работы стружку смести на совок щеткой. Во избежание несчастного случая и попадания стружки в организм запрещается для очистки станка использовать сжатый воздух.

17. Проверить качество уборки станка, выключить местное освещение и отключить станок от электросети.

18. Осуществить санитарно-гигиенические мероприятия.

Кроме указанного, каждый станочник обязан: работать только на том станке, к эксплуатации которого он допущен; без разрешения мастера не допускать к работе на станке других лиц; о всяком несчастном случае немедленно ставить в известность мастера и обращаться в медицинский пункт; уметь оказывать первую помощь пострадавшему, применять первичные средства пожаротушения и проводить работы по устранению последствий аварийных ситуаций или пожара.

11 Улучшение технологичности привода подач

Для повышения технологичности привода подач в конструкцию коробки подач были внесены следующие изменения:

1 Заменили шпоночное соединение шлицевым для передачи крутящих моментов от вала к валу, чем снизили концентрацию напряжений на валу.

2 Упростили конструкцию валов, повысив технологичность их изготовления.

3 Применили вместо цельного зубчатого блока сборный. Этим мы упростили процесс замены вышедшего из строя зубчатого колеса, а так же повысили технологичность изготовления зубчатого блока, уменьшили его массо-габаритные параметры.

4 Для перемещения зубчатого блока использовали вилку, охватывающую зубчатый венец, что позволило снизить осевые габариты зубчатого блока.

5 Использовали соединение зубчатых колес блока посредством вилки, что позволило улучшить технологичность изготовления зубчатых колес и снизить их массу и габариты.

6 В механизме управления применили зубчато-реечную передачу для перемещения подвижных зубчатых колес. Этим обеспечили значительную длину перемещения.

Список использованных источников

1.Кучер А.М. «Металлорежущие станки» (альбом общих видов кинематических схем и узлов). М.: «Машиностроение», 1972.

2.Курсовое проектирование деталей машин: Справ. Пособие. Ч.1, ч.2/ А.В.Кузьмин. Н.Н. Микейчик, В.Ф. Калачев и др.- Мн.; Высш. школа 1982. 208с., 334с.

3. Проников А.С. «Расчет и конструирование металлорежущих станков».;

Высшая школа М., 1967.

4. Косилова А.Г. «Справочник технолога машиностроителя». В 2-х т./ Под ред..-М.:Машиностроен

5. Иванов М.Н.,Финогенов В.А. «Детали машин»: Учебник для машиностроительных специальностей вузов – 8-е изд., испр. –М.: Высш. шк..,2003. -408с.

6.Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. «Проектирование деталей машин»-2-е изд. Перераб. И доп.-М.: Минск УП «Техноприт» 2002.

 7.Чернин И.М. Кузьмин А.В. «Расчеты деталей машин» 2-е изд., перепаб.- Мн.: Высш.шк.., 1978.

8.Свирщевский Ю.И., Макейчик Н.Н «Расчет и конструирование коробок скоростей и подач» .- Мн.: Высш. шк.., 1976