СОДЕРЖАНИЕ

Введение

1. Техническая характеристика станка
2. Расчет режимов резания

3. Кинематический расчет

3.1 Определение максимальной силы и мощности резания

3.2 Расчет привода главного движения с бесступенчатым регулированием

3.3 Построение структурного графика (графика частот вращения)

3.4 Расчёт числа зубьев

4. Расчёт делительных диаметров зубчатых колёс

5. Расчёт мощности и крутящих моментов коробки скоростей

6. Ориентировочный расчёт валов

7. Уточненный расчет вала

8. Расчет подшипника качения

9. Расчет шпоночного соединения

10. Расчет шлицевого соединения

11. Расчет муфты упругой втулочно-пальцевой

Заключение

Приложение

ВВЕДЕНИЕ

Развитие отечественного станкостроения происходит в следующих направлениях: сокращение времени сборки основных узлов за счёт автоматизации технологических процессов обработки и сборки, существенное повышение качества изготовления основных узлов металлооборудования; повышение интеллектуальной оснащённости машиностроительной отрасли.

Развитие отрасли станкостроения за последние 10 лет отражает фрагмент синусоиды, когда кривая постепенно выравнивается после спада и медленно направляется вверх. Задача курсового проекта состоит в проведении модернизации привода главного движения станка модели 1740РФ3.

Для этого необходимо назначить режимы резания для заданных материалов, определить число скоростей вращения шпинделя, рассчитать передаточные отношения, подобрать числа зубьев, провести прочностные расчёты вала.

1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТАНКА

Исходным является полуавтомат токарно-револьверный 1740РФ3.

Предназначен для обработки в патроне или центрах деталей сложной конфигурации с большим количеством технологических переходов. Оснащен автоматизированными люнетом и задней бабкой, что дает возможность обрабатывать длинные детали с отверстием за один установ.

Наибольший диаметр изделия, устанавливаемого над станиной, мм. 680

Наибольший диаметр обрабатываемого изделия, мм: 400

Наибольшая длина устанавливаемого изделия, мм:

в патроне 400

в центрах 1500

Наибольший диаметр сверления, мм 40

Количество позиций в револьверной головке 12

Сечение устанавливаемых резцов, мм 32 х 25; 32 х 32

Частота вращения шпинделя, мин-1 10…2500

Наибольший рабочий ход суппорта, мм:

Продольный 1520

поперечный 385

Диапазон рабочих подач суппорта, мм/мин:

Продольных 0,1...10000

поперечных 0,1...10000

Скорость быстрых перемещений суппорта, мм/мин:

в продольном направлении 10000

в поперечном направлении 10000

Конус в шпинделе задней бабки по ГОСТ 25557-82 Морзе № 6

Расстояние от основания полуавтомата до оси центров, мм 1160

Габариты полуавтомата без гидростанции, мм 4490 х 2490 х 3100

Масса полуавтомата без гидростанции, кг 15000

2. РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ

Для станков токарной группы основным размерным параметром является максимальный диаметр обрабатываемой заготовки

Максимальный диаметр обрабатываемой заготовки определяется по технической характеристике станка:

D630мм.



Расчетный минимальный диаметр рекомендуется принимать из соотношения:

Dmin=(0,2…0,5) Н,

где Н – максимальное расстояние до оси шпинделя.

В данном случае:

Dmin=630\*0.25=157,5 мм.

Расчёт режимов резания производим по предложенной методике, согласно которой [1]:



где V - значение скорости резания м/мин,

T – период стойкости, мин;

t – глубина резания, мм;

S – подача, мм/об;

m,x,y – поправочные коэффициенты .

Составим таблицу для расчета скорости резания для жаропрочной стали:

Таблица 1 - Расчёт скорости резания для материала: жаропрочная сталь

|  |  |
| --- | --- |
| Вид обработки | Точение и растачивание |
|  | 420 |
|  | 60 |
|  | 0,5-6 |
|  | 0,08-0,1 |
|  | 0,2 |
|  | 0, 15 |
|  | 0,2 |

По приведенной выше формуле вычислим максимальную и минимальную скорость резания для обработки материала жаропрочная сталь:



.



Составим таблицу для определения скорости резания для ковкого чугуна:

Таблица 2 - Расчёт скорости резания для материала: ковкий чугун

|  |  |
| --- | --- |
| Вид обработки | Точение и растачивание |
|  | 317 |
|  | 60 |
|  | 0,5-6 |
|  | 0,08-0,1 |
|  | 0,2 |
|  | 0, 5 |
|  | 0,45 |

Вычислим наибольшую и наименьшую скорость резания для материала ковкий чугун:



Из полученных скоростей выбираем максимальное и минимальное значение:

Vmax=328 м/мин,

Vmin=74 м/мин.

Согласно полученным скоростям резания, определим частоту вращения шпинделя по формуле:

nmax=1000Vmax/π Dmin=1000328/3.14126=829 об/мин;



nmin=1000VMIN/πDmax=100074/3.14630=50 об/мин.



Из полученных расчетов выбираем максимальное и минимальное значение для двух материалов и по ряду Ra и значению Ψ=1.26 принимаем стандартные значения минимальной и максимальной частот вращения, получаем, что:

nmax=1000 мин-1;

nmin=50 об/мин-1;

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

3.1 Определение максимальной силы и мощности резания

Усилия резания и мощность определяются по справочникам или рассчитываются по формулам. Вертикальная составляющая усилия резания определяется как для мягких, так и для твердых материалов.

Составим таблицу для определения усилия резания Pz:

Таблица 3 - Расчёт силы резания

|  |  |
| --- | --- |
| Сила резания Pz, H | 6120 |
| Nэф | 31,8 |
|  | 31,1 |
|  | 1,2 |
|  | 0,85 |

Определяем усилие резания по справочнику [1]:

Pz=6120 H.



Выбор нормативной (эффективной) мощности производится для различных материалов изделия и инструмента для черновых операций:

.



Определим эффективную мощность резания для данного случая:

кВт.



Мощность электродвигателя главного движения определяется по формуле:

,



где коэффициент полезного действия станка, который принимается для станков токарной группы предварительно в пределах



Определим необходимую для выполнения операции мощность электродвигателя:

кВт.



Подбираем двигатель из каталога 2ПФ200L по таблицам методических указаний [4]:

N=30 кВт;

=3000 мин-1.



3.2 Расчет привода главного движения с бесступенчатым регулированием

Произведем расчет привода главного движения с бесступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя в пределах от до



Частоты вращения электродвигателя постоянного тока с двухзонным регулированием равны:



Расчет выполняется следующим образом:

Определяется общий диапазон регулирования шпинделя:



Вычисляется общий диапазон регулирования электродвигателя:



Рассчитывается диапазон регулирования электродвигателя при постоянной мощности:



Рассчитывается диапазон регулирования электродвигателя при постоянном моменте:



Определяется диапазон регулирования шпинделя при постоянной мощности:

.



1. Вычисляется требуемое число ступеней коробки скоростей (число поддиапазонов регулирования частоты вращения шпинделя)



Принимаем



1. Рассчитывается диапазон регулирования коробки скоростей:



1. Определяется диапазон электрического регулирования привода:

.



Тогда требуемая частота вращения электродвигателя будет равна:



1. Составляется структурная формула и строится структурная сетка коробки скоростей (Рисунок 1)



I

II P0=1; x0=1

III P1=2; x0=2

Rk=2

Рисунок 1 – Структурная сетка коробки скоростей

1. Рассчитывается фактический диапазон регулирования шпинделя при постоянной мощности:



1. Вычисляется минимальная частота вращения шпинделя при постоянной мощности



2.3 Построение графика частот вращения

График частот вращения (структурный график) (рис. 2) является видоизмененной структурной сеткой. Он показывает действительные значения частных передаточных отношений передач и частот вращения валов.

Для построения графика частот вращения необходимо по ряду Ra40 и по выбрать значения частот вращения.



2.4 Расчёт числа зубьев

Существует несколько методов определения чисел зубьев зубчатых колес (общий метод, табличный метод, метод частей, метод логарифмической линейки).

Определим числа зубьев табличным методом. Порядок определения следующий: по графику записать передаточные отношения зубчатых пар каждой групповой передачи и выбрать из таблицы сумму зубьев в пределах 60..120, кратную всем передаточным отношениям групповой передачи. С учетом Zmin=17..20. При этом сумму зубьев зубчатых колес на последних валах коробки выбирать больше, чем на первых.

Определяем передаточные отношения.

Используя график частот вращения (рис. 3) определяем передаточные отношения:

i1= 1:2,

i2=1:2,

i3=2.

Так как передаточное отношение i1= 1:2, выбираем, что отношение числа зубьев шестерни к числу зубьев колеса будет 31:62 для передачи с вала электродвигателя на первый вал.

i2=1:2, следовательно отношение числа зубьев будет 35:70, а для пары с i3=2 отношение будет 70:35.

Составим таблицу для определения действительных частот вращения шпинделя:

Таблица 4 - Определение частот вращения.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Уравнение кинематического баланса |  |  |  |
|  | 31,25 | 31,5 | 0,79 |
|  | 125 | 125 | 0 |
|  | 250 | 250 | 0 |
|  | 500 | 500 | 0 |
|  | 1000 | 1000 | 0 |
|  | 2000 | 2000 | 0 |

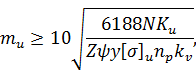
4. РАСЧЕТ ДЕЛИТЕЛЬНЫХ ДИАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Основной прочностной характеристикой зубчатого колеса является модуль.

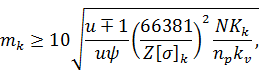
Модуль определяется расчетом из условия работы зуба на изгиб и рабочих поверхностей зуба на усталость по контактным напряжениям. Особенностью расчета является то, что модуль определяется, исходя из условий ограниченной долговечности работы зубчатых передач, при ограниченной скорости вращения, заданном передаточном отношении и числах зубьев шестерни. Кроме того, в целях уменьшения осевых габаритов коробок передач принимается ограниченная ширина зуба шестерен.

Величина модуля определяется по формyлам:

- при расчете на изгиб:



- при расчете на усталость по контактным напряжениям:



где - допускаемые напряжения на изгиб и по усталости поверхностных слоев, МПа;



номинальная передаваемая мощность, кВт;



расчетная частота вращения меньшей из двух шестерен, мин-1;



число зубьев;



передаточное число зубчатой пары;



коэффициент ширины зуба;



коэффициент формы зуба;

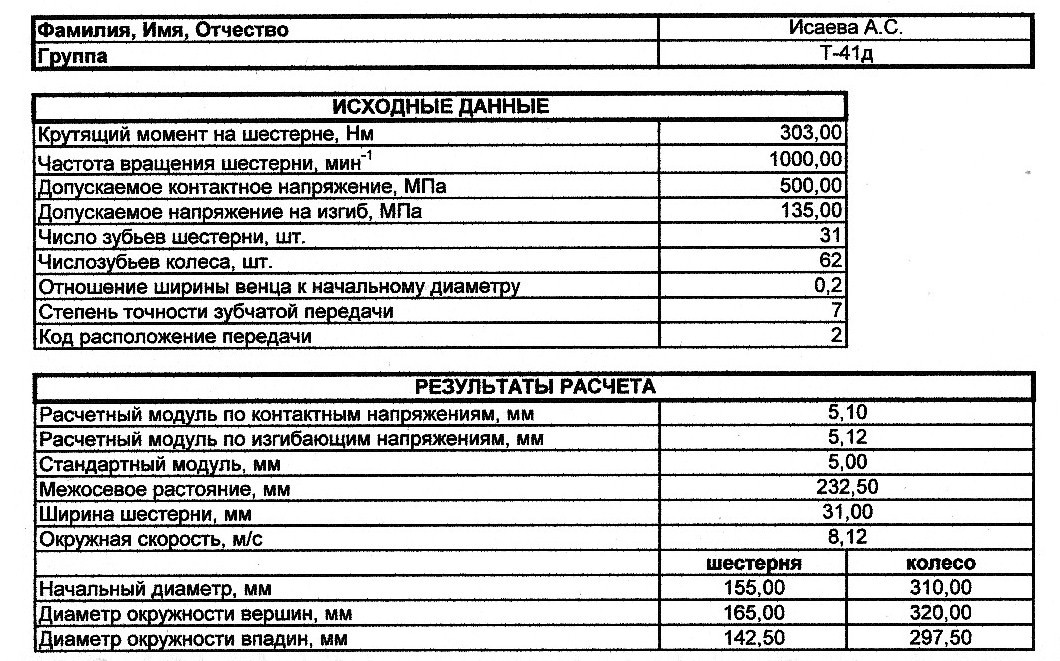


скоростной коэффициент.

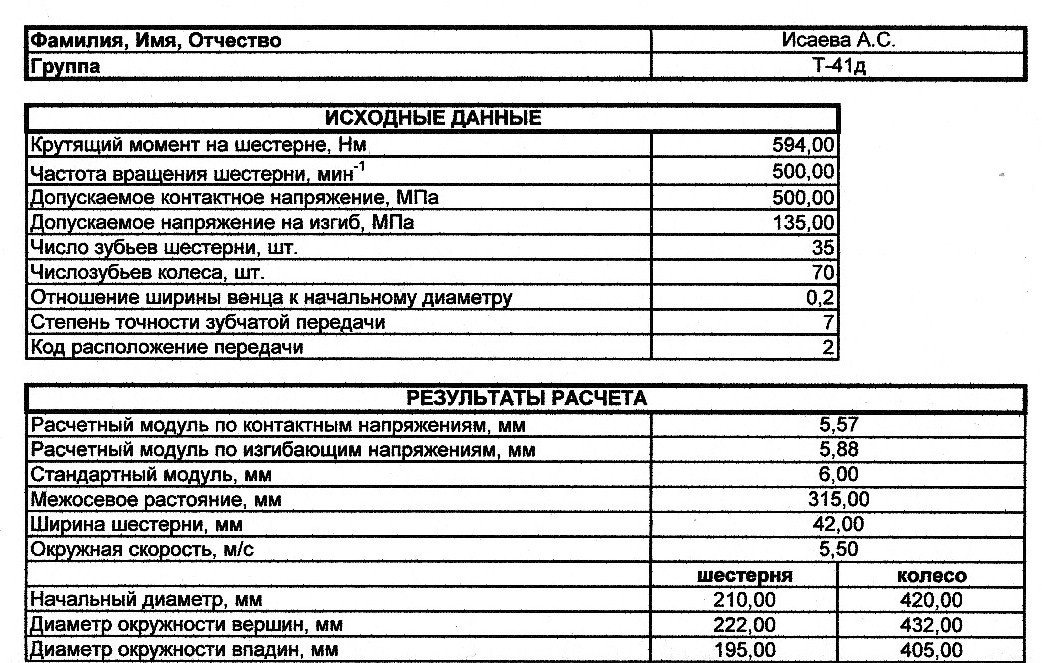


Расчет производится по программе:

Для первого вала:



Для второго вала:



5. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ И КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ

Несущая способность деталей привода определяется величиной действующих нагрузок. Мощность привода является основным показателем, который характеризует возможности станка преодолевать силы, возникающие в процессе обработки.

Рассчитаем значения передаваемой валами мощности:

===31,1 кВт.



=30,48 кВт.



=29,87 кВт.



В процессе работы станка крутящий момент привода уравновешивается крутящим моментом от сил сопротивления и сил трения в кинематических цепях.

Крутящий момент на любом ведомом звене привода при установившемся движении и статическом характере действия нагрузок определяется по формуле:

=9750/ ,Нм,



где - мощность на валу;



частота вращения вала;



аем крутящий момент на валах коробки скоростей:



=975031,1/1000=303 Нм.



=975030,48/500=594 Нм.



=975029,87/250=1165 Нм.



При расчете деталей приводов станков необходимо принимать расчетную частоту вращения, начиная с которой полностью используется мощность электродвигателя.

6. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Предварительный расчет валов выполняется для всех валов коробки и служит ориентиром для эскизной разработки конструкции валов, выбора параметров муфт, подшипников и т.п., а также последующего уточненного расчета.

Диаметр определяют, используя условный расчет на кручение:

По условию прочности –

,



мощность, передаваемое валом, кВт;



расчетная частота вращения вала, мин-1;



условное допускаемое напряжение при кручении, МПа



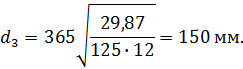
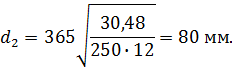
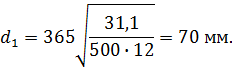
- для средних участков вала под шестернями и другими элементами передач;



– коэффициент пустотелости вала, для сплошных валов К=0.



Произведем ориентировочный расчет валов проектируемой коробки скоростей:



Данные расчеты будут уточнены после проверки.

7. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА

1. Находим силы, действующие на вал и строим эпюру.

Силы на валы передаются через зубчатые колеса, шкивы, муфты и т.п. В общем случае силы могут действовать в различных плоскостях. Поэтому силы задают в виде составляющих по трем взаимно перпендикулярным осям координат.

Окружная составляющая для всех типов колес определяется по формуле:



где крутящий момент на валу, Нм.



диаметр начальной окружности, м.



Радиальная составляющая вычисляется по формуле:



Осевая составляющая вычисляется по формуле:



Определим радиальную и окружную силу для вала 2, в точках приложения сил:

- окружная сила будет равна:

.



- радиальная сила будет равна:



При составлении расчетной схемы вал рассматривают как балку, лежащую на шарнирных опорах и нагруженную сосредоточенными силами и моментами. Точки приложения сил и моментов принимаются на середине элемента, передающего эти силы и моменты на вал, а эти сечения принимаются за расчетные.

В каждой плоскости определяют реакции опор и изгибающие моменты., строят эпюры изгибающих моментов, а затем, суммирую геометрически, определяют полные реакции и суммарные изгибающие моменты, строят эпюры изгибающих и крутящих моментов

8. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Чтобы проверить подобранные подшипники, рассчитаем грузоподъемность, необходимую для данного вала и откорректируем подбор подшипника качения.

Для определения динамической грузоподъемности С следует пользоваться формулами для расчета долговечности:

- для роликовых подшипников:

.



Величину эквивалентной нагрузки Р определяют по формуле:



где X – коэффициент радиальной нагрузки,

У – коэффициент осевой нагрузки,

V – коэффициент вращения

Ко – коэффициент безопасности,

Кт – температурный коэффициент.

Определим величину эквивалентной нагрузки, и грузоподъемности требуемого подшипника для данного вала:



расчет подшипника по программе:



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ | |  |
| Начальный диаметр первого колеса, мм | 310 |
| Расстояние от левой опоры А, мм | 120 |
| Начальный диаметр второго колеса, мм | 420 |
| Расстояние от левой опоры В, мм | 286 |
| Расстояние между опорами L, мм | 378 |
| Угол между силами P и D, град. | 45 |
| Расчетная частота вращения вала, мин-1 | 500 |
| Мощность, передаваемая валом, кВт | 30 |
| Крутящий момент, передаваемый валом, Нм | 594 |
| Схема нагружения вала | 1 |
| РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА | | |
|  | 1 | 2 |
| Опорные реакции ,Н | 3340,88 | 3320,51 |
| Грузоподъемность подшипников: статическая, Н | 3340,88 | 3320,51 |
| динамическая, Н | 26832,83 | 26669,29 |
| Диаметр вала, мм | 82,81 | |
| Расстояние до опасного сечения от левой опоры, мм | 120,00 | 286,00 |
| Изгибающий момент в опасном сечении, Нм | 400,91 | 305,49 |

По каталогу подберем подшипник с требуемой грузоподъемностью: 2215.

9. РАСЧЕТ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Рассчитаем соединение с призматической шпонкой, основным является расчет на смятие для вала II



- наибольший крутящий момент в соединении, Нм



- диаметр вала, мм



- рабочая длина и глубина врезания шпонки в ступицу



Допускаемое напряжение для неподвижного соединения .



Таким образом, проверим шпонку на смятие вал II:



Условие выполняется, следовательно выбранная шпонка удовлетворяет крутящему моменту на валу.

10. РАСЧЕТ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Независимо от профиля зубьев соединения их расчет производят на смятие.



где средний диаметр и число зубьев;



- рабочая высота и длина поверхности контакта зубьев;



коэффициент неравномерности нагружения зубьев .



Для прямобочного профиля зубьев рабочая высота определяется по формуле:

.



Для данного шлицевого соединения:



Напряжение будет определяться как:



Условие выполняется, таким образом, подобраное шлицевое соединение выдержит необходимую нагрузку.

11. РАСЧЕТ МУФТЫ УПРУГОЙ ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВОЙ

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) отличается простотой конструкции удобством монтажа и демонтажа. Обычно применяется в передачах от электродвигателя. Муфта электроизолирующая. Окружная скорость ограничена 30 м/с. Материал полумуфт – чугун СЧ20, сталь 30, сталь 35Л, материал пальцев не ниже, чем сталь 45. Упругие элементы изготавливают из резины. Нагрузочная способность муфты ограничена стойкостью резиновых элементов.

Вследствие небольшой толщины резиновых втулок муфта обладает малой податливостью, компенсируя незначительные смещения валов. Радиальное и угловое смещения валов снижают долговечность резиновых втулок, нагружая валы дополнительной радиальной изгибающей силой. Муфта широко применяется для соединения машин с электродвигателями при передаче малых и средних вращающих моментов. Она проста в изготовлении. Наружная поверхность полумуфт может использоваться в качестве тормозного барабана. Муфту подбирают по стандарту в диапазоне диаметров валов d=16...150 мм.

Размеры МУВП берутся по справочнику, например [1]:

Подбираем муфту для диаметра 65 мм (Рисунок 4).

Крутящий момент, который она может передавать – М=1000 Нм

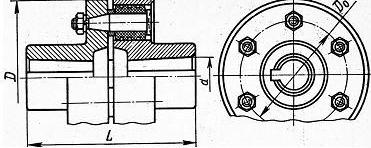


Рис. 4 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

D=265 мм;

L=245 мм;

d= 65 мм.

Радиальное смещение соединяемых валов: 3,0

Конкретный типоразмер выбирается в зависимости от условий эксплуатации по таблицам согласно зависимости



Кк=1,5 для металлорежущих станков.



Таким образом, подобранная муфта удовлетворяет условиям.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Задачей курсового проекта являлось модернизация привода главного движения станка. Она проводилась с целью обеспечения большего диапазона частот вращения шпинделя.

В ходе курсовой работы был проведен кинематический расчет коробки скоростей, ориентировочный расчет валов, подбор подшипников качения с требуемой грузоподъемностью, подбор муфты упругой втулочно-пальцевой с требуемой передаваемой мощностью. Был произведен проверочный расчет шпоночных и шлицевых соединений на смятие, по которым можно сделать вывод, что выбранные стандартные шпонки и шлицы выдерживают необходимую нагрузку и не требуют корректировки. Был выполнен расчет валов на прочность, рассчитан момент на валах.

В результате проведенных расчетов коробка скоростей была модернизирована в более совершенную.