**Расчетно-пояснительная записка**

**к курсовому проекту на тему**

Индивидуальный привод

**Cодержание**

1.2. Описание привода

1. Кинематический анализ

2.1. Требуемые передаточные отношения

2.2. Максимальный момент. Выбор муфты

2.3. Выбор межосевого расстояния

2.4. Определение чисел зубьев

2.4.1. Числа зубьев колес и шестерен

2.4.2. Число зубьев паразитной шестерни

2.5. Окончательное определение частот вращения и

максимального момента на выходе коробки передач

1. Расчет передач
2. Алгоритм расчета зубчатой передачи на ЭВМ
3. Результаты расчета
4. Выбор твердости и термической обработки
5. . Алгоритм расчета клиноременной передачи на ЭВМ.
6. . Результаты расчета и выбор ременной передачи
7. Расчет подшипников качения.
8. Определение реакций в подшипниках на быстроходном валу

4.1.1. Левая опора

4.1.2. Правая опора

4.2. Ресурс подшипников на быстроходном валу

4.2.1 Левая опора

4.2.2 Правая опора

4.3.Ресурс подшипников на тихоходном валу

4.4.Подшипник под паразитной шестерней..

4.4.1. Некоторые геометрические параметры

4.4.2. Сила , действующая на подшипник

4.4.3. Ресурс подшипника

1. Расчет валов

5.1. Быстроходный вал , расчет на прочность.

5.2. Тихоходный вал

5.2.1. Расчет на прочность

5.2.2. Расчет на выносливость

1. Расчет механизмов ременной передачи

6.1. Винтовое крепление разгрузочной втулки

6.2. Расчет подшипников

6.3. Крепление крышки шкива

1. Расчет шлицевых и шпоночных соединений

7.1. Расчет шлицевого соединения

7.2. Расчет шпоночных соединений

1. Расчет посадки с натягом
2. Выбор системы смазки и масла

Список литературы

1. **Описание привода.**

Привод состоит из двух основных частей - коробки передач и ременной передачи. В коробке передач имеются две ступени - ступень 1 и ступени 2 . Каждая ступень состоит из зубчатого колеса , насаженного на роликовую обгонную муфту и шестерни . В ступени 1 помимо этого имеется паразитная шестерня , через которую передается крутящий момент с шестерни на колесо , и которая обеспечивает различие направления вращения колес ступеней 1 и 2 .

Изменение передаточного числа коробки осуществляется при изменении направления вращения вала двигателя следующим образом : если вал вращается в одну сторону , то обгонная муфта , например в ступени 1 входит в зацепление , и через нее начинает передаваться крутящий момент на тихоходный вал . При этом колесо ступени 2 вращается в другом направлении , и муфта на этой ступени совершает обгон - то есть наружная обойма муфты вращается вхолостую и момент через нее не передается . При изменении вращения вала муфта ступени 1 будет совершать обгон, а момент будет передаваться через ступень 2 и , соответственно, передаточное число будет другим.

Колеса устанавливаются и центрируются на муфтах с помощью крышек, установленных на валу на подшипниках (сверхлегкой серии ). Это не единственный способ установки - возможно также установить колеса на крышки, опирающиеся непосредственно на внутреннюю обойму муфт , и работающих при обгоне как подшипники скольжения .Примененный в данном проекте способ обеспечивает, видимо , лучшее центрирование относительно вала и больший к.п.д.. К недостаткам его следует отнести увеличение осевых габаритов.

В данном проекте применена схема ременной передачи с ведущим шкивом на разгрузочной втулке и натяжением горизонтальным перемещением коробки. Разгрузочная втулка воспринимает силу натяжения ремня, не передавая ее на вал. Шкив вращается на подшипниках на разгрузочной втулке , крутящий момент на него передается через шлицевое соединение. Горизонтальное перемещение коробки для натяжения ременной передачи осуществляется толкающим винтом . Коробка перемещается и фиксируется на специальной плите с пазами.

**2.Кинематический анализ**

**2.1. Требуемые передаточные отношения.**

Максимальное передаточное число коробки:



где *u*п - передаточное число привода;

*u*р - ременной передачи .

Примем это за передаточное число ступени 1 , тогда передаточное число ступени 2 :



**2.2. Максимальный момент. Выбор муфты.**

Максимальный (номинальный) момент на выходе электродвигателя :



где *Pnmin* - мощность двигателя на минимальной частоте (кВт);

*nmin* - минимальная рабочая частота вращения двигателя (мин-1).

Наибольший рабочий момент будете передаваться через муфту на ступени 1 , без учета потерь он равен :



Расчетный момент , передаваемый через муфту определяется , как . Выбираем муфту обгонную роликовую исполнения 2 ( пятироликовая ) , со следующими параметрами *D*=100 , *D1*=130 , *Tн*=125 *Нм* [3]*.*

**2.3.Выбор межосевого расстояния.**

Приняв модуль передачи *m*=2 , минимальный делительный диаметр колеса определяется по размеру муфты :



где S - толщина ступицы.



Тогда межосевое расстояние (ступени 2):



Необходимо также учесть , что вал двигателя при выбранном (см. задание) способе крепления должен войти в быстроходный вал , находим минимальное значение *d*1:



Из этого условия :



Принимая во внимание нецелесообразность снижения размеров коробки ( необходимость разместить на ней фланец с двигателем ) и некоторые конструктивные соображения (см. листы) , повышаем межосевое расстояние до *aw*=112*мм* .

**2.4. Определение чисел зубьев.**

**2.4.1 Числа зубьев колес и шестерен .**

Для ступени 2:





Фактическое передаточное число: 



Для ступени 1:

 (как в ступени 2)



Фактическое передаточное число: 





**2.4.2 Число зубьев паразитной шестерни (ступень 1).**

Паразитная шестерня вращается на сферическом подшипнике , установленном на консоли . Учитывая , что минимальный наружный диаметр данного подшипника *Dподш*=47*мм* [8], получаем минимальный делительный диаметр паразитной шестерни:





По конструктивным соображениям ( возможность выбрать подшипник большего размера , отсутствие необходимости уменьшения ширины корпуса ) , принимаем z*п*=38. Тогда межосевые расстояния между шестерней и паразитной шестерней:



И между паразитной шестерней и колесом :



**2.5. Окончательное определение частот вращения выходного вала и максимального момента на выходе коробки передач .**

При входной частоте *nвх*=1420мин-1:





При входной частоте *nвх*=2850мин-1:





Выходной момент :



где  - общий к.п.д. коробки ;

 - к.п.д. зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках ;

 - к.п.д муфты .

(квадрат учитывает наличие паразитной шестерни )

**3.Расчет передач**

**3.1 Алгоритм расчета зубчатой передачи на ЭВМ.**

Расчет зубчатых передач осуществляется с помощью стандартной программы расчета двухступенчатого редуктора с заданным межосевым расстоянием . Последовательность расчета :

1. Ввод исходных данных.
2. Определение в первом приближении вращающего момента :



где коэффициент k - зависит от твердости зубьев шестерни и колеса .

1. Определение допускаемых напряжений [] и [F] и твердости поверхностей зубьев колес и шестерен (перебираются в цикле).
2. Уточнение найденного значения момента :



где *KH* - коэффициент нагрузки .

1. Проверочный расчет на контактную выносливость :



*Z*коэффициент , учитывающий различные факторы .

1. Проверочный расчет на выносливость при изгибе :



где *KF* - коэффициент нагрузки;

*Y*коэффициент , учитывающий различные факторы .

m - модуль зацепления;

b - ширина венца .

3.2 В**ыбор твердости и термической обработки .**

По полученным распечаткам назначаются следующие твердости :

Колесо - HRC 28,5 (сталь 40Х).

Большая шестерня - HRC 28,5 (сталь 45).

Меньшая шестерня - HRC 59 (сталь 45 , цементация) .

Паразитная шестерня - HRC 59 (сталь 45 , цементация) .

Замечание: при расчете паразитной шестерни программа не учитывала , что она входит в зацепление дважды за один оборот . Это не существенно , т.к. базовое число циклов равно *NHG=*12.107 , *NаG=4*.106 [7] а эквивалентное число циклов для данного зацепления равно *NE=*60.2*.n.t=*60.2.635.104=7,62.108 (*n=*1420.17/38*=*635 *мин-1* - частота вращения паразитной шестерни , *t =*10000 *ч*. - срок службы )- т.е. *NE>NHG* , *NE>NFG* и понижения допускаемых напряжений на основе кривых усталости не производится .

**3.4 Алгоритм расчета клиноременной передачи на ЭВМ.**

1. Ввод исходных данных.
2. Определение момента на ведущем валу 
3. Определение коэффициента динамичности и режима работы :



1. Назначается расчетный диаметр ведомого шкива *D1* (варьируется в цикле) .
2. Расчетный диаметр ведомого шкива .
3. Фактическое передаточное число : 
4. Расчетная длина ремня : 
5. Угол между ветвями ремня : 
6. Скорость ремня : 
7. Число пробегов ремня за секунду :
8. Допустимое поперечное напряжение в ремне:

 - для ремней нормального сечения ;

 - для узких ремней .

1. Поправочные коэффициенты:

 ( )



1. Расчетная полезная окружная сила : 
2. Предварительное значение числа ремней : 
3. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки: 
4. Уточнение числа ремней : 
5. Нормальная сила на один ремень: 
6. Радиальная сила на валу от натяжения ремней : 
7. Оптимальное межосевое расстояние : 
8. Ширина шкива : 
9. Стоимость комплекта ремней : 

**3.5. Результаты расчета и выбор ременной передачи .**

По выданным программой распечаткам, выбирается клиновой ремень с сечением УО и расчетным диаметром ведущего шкива 125 мм.

**4.Расчет подшипников качения**

Расчет подшипников проводится в случае действия наибольшего вращающего момента (наибольших радиальных сил) , поскольку долговечность обратно пропорциональна частоте вращения но пропорциональна *кубу* радиальной силы , пропорциональной , в свою очередь вращающему моменту , приблизительно пропорциональному частоте вращения .

**4.1. Определение реакций в подшипниках на быстроходном валу.**

**4.1.1 Левая опора**.

Окружная сила в зацеплении :



Радиальная сила :



Суммарная поперечная сила , действующая на вал:



Размеры участков вала (с листа): *L*=183,5*мм* , *l*=51,5*мм* . Тогда реакция в левой опоре определяется так :





**4.1.2 Правая опора**.

Окружная сила в зацеплении :



Радиальная сила :



Суммарная поперечная сила , действующая на вал:



Размеры участков вала (с листа): *L*=183,5*мм* , *l*=51*мм* Реакция в правой опоре :





**4.2. Ресурс подшипников на быстроходном валу** (надежность *Р*=0.9 ).

**4.2.1 Левая опора.**

Подшипник 206 , *Cr*=19500*Н* [8] *.* Ресурс:

 *час.*

Где  - эквивалентная нагрузка (для 0 режима) .

Kб - коэффициент безопасности ;

Kт - температурный коэффициент .

**4.2.2 Правая опора .**

Подшипник 108 , *Cr*=16800*Н* [8] *.* Ресурс:

 *час.*

Где  - эквивалентная нагрузка .

Замечание : коэффициенты *a23* и *Kб* .

**4.3. Ресурс подшипников на тихоходном валу** (надежность *Р*=0.9 ).

Рассматривается только левая опора , как более нагруженная . Тогда поперечная сила F=845 Н , (см. п. 4.1.1) , и реакция (рис.3 , *L*=183*мм* , *l*=51*мм* ) :



Эквивалентная нагрузка 

Подшипник 205 , *Cr*=14000*Н* [8] *.* Ресурс:

 *час.*

**4.4. Подшипник под паразитной шестерней .**

**4.4.1 Некоторые геометрические параметры.**

Из рис.4 видно , что по теореме косинусов:





, .

Аналогично:



, .

**4.4.2 Сила, действующая на подшипник.**

Силы *Ft1* и *Fr1*определены в п. 2.1.1. Так как из условия динамического равновесия *Ft1*= *Ft2*(по абсолютной величине) , следовательно :

 и 

Действующая на подшипник сила *F* определяется через свои проекции :



**4.4.3 Ресурс подшипника** (надежность *Р*=0.9 ).

Частота вращения паразитной шестерни :



Эквивалентная нагрузка :



где *V*=1.2 - коэффициент , учитывающий , что вращается наружное кольцо.

Подшипник 1205 , *Сr*=12100*Н* [8]. Ресурс :

 час.

**5. Расчет валов**

**5.1. Быстроходный вал. Расчет на прочность.**

Расчет является проверочным , так как диаметр вала выбирался из конструктивных соображений . Исходные данные для расчета: *L=*183.5 *мм* , *l=*51.5 *мм* , *F =*845*Н* , *Rл=*608*Н* , *Ft=*794*Н*(см. 4.1.1) .Диаметр в опасном сечении *D=df=*29 *мм* (*z=17*,*m=*2 *мм*) . Изгибающий момент в нем : . Крутящий момент : . Тогда эквивалентное напряжение в опасном сечении может быть получено с использованием формулы теории наибольших касательных напряжений :



Видно , что оно незначительно . Из расчета на прочность для вала-шестерни назначается сталь 45 (HB 200 ,Т=280 мПа).

**5.2. Тихоходный вал.**

**5.2.1 Расчет на прочность.**

Как и в предыдущем случае расчет является проверочным , так как диаметр вала выбирался из конструктивных соображений .Исходные данные для расчета: *L=*183 *мм* , *l=*51 *мм* , *F =*845*Н* , *Rл=*610*Н* , *Ft=*748*Н*. Диаметр в опасном сечении *d=*30 *мм* . Изгибающий момент в нем : . Крутящий момент  (*z=*87 , *m=*2 *мм*) . Тогда эквивалентное напряжение в опасном сечении:



В качестве материала для тихоходного вала принимается сталь 45 (HB 200 ,Т=280 *МПа* ).

**5.2.2 Расчет на выносливость.**

Расчет на выносливость проводится в форме сравнения расчетного коэффициента запаса прочности с допускаемым . Расчет проводится в наиболее опасных сечениях , которыми является место посадки колеса ступени 1 , нагруженное наибольшим крутящим моментом и ослабленное шпоночным пазом и место утонения вала у левой опоры , ослабленное ступенчатым переходом с галтелью . Рассматривая первое сечение , получаем :

Коэффициент запаса по нормальным напряжениям:



где - амплитуда напряжений цикла ;

*m=*0 - среднее напряжение цикла ;

- предел выносливости в данном сечении

где -1 =250 *мПа -* сопротивление усталости для данного материала;



где *K*коэффициент эффективной концентрации напряжений ;

*Kv=*0,88 - масштабный коэффициент ;

*KF=*1,05 - коэффициент влияния шероховатостей ;

*Kv*=1 - коэффициент , учитывающий влияние поверхностного упрочнения.

тогда  и 

Коэффициент запаса по касательным напряжениям:



где - амплитуда напряжений цикла и среднее напряжение цикла ;

- предел выносливости в данном сечении

где **-1 =150 *МПа* - сопротивление усталости для данного материала ;

;

смысл коэффициентов такой же как и для нормальных напряжений .

тогда 

 - коэффициент чувствительности к асимметрии цикла.



Расчетный коэффициент запаса по износу :



Во втором сечении действуют только касательные напряжения , аналогично рассмотренному выше , получаем :

где 

;

где *K*определяется по отношениям *t/r*=2,5/1=2,5 и *r/d*=1/25=0,04 (*t*-высота перехода , *r*-радиус скругления галтели ,*d*- диаметр вала), *K*1,9.

Предел выносливости :



Чувствительность к асимметрии цикла:





**6. Расчет механизмов ременной передачи**

**6.1. Винтовое крепление разгрузочной втулки .**

Имеет место нагружение болтового соединения сдвигающей силой и моментом в плоскости , перпендикулярной плоскости стыка (крутящим моментом из-за потерь в подшипниках пренебрегаем ) . Размеры (с листа) *D*=95 мм , *d*=52 мм , *dв*=72 *мм* , *h=*63 *мм*.

Момент , открывающий стык , равен :  (*F=*2524*Н*).

Геометрические параметры сечения стыка (рис.7):

Момент инерции сечения относительно оси x :



Площадь стыка :



Эпюры сжимающих напряжений ,возникающих в стыке , их наибольшие значения равны соответственно :



где z=4 - число винтов.



где коэффициент внешней нагрузки , здесь принято  =0,2 (чугунные детали).

Необходимое усилие затяжки *Fзат* может быть определено из условия не раскрытия стыка (сдвига разгрузочной втулки произойти не может) :



откуда:



где min=1,5 *мПа* - минимальное допускаемое сжимающее напряжение в стыке .

Расчетная нагрузка на болт:



( =0,2)

Назначаем класс прочности винта 4.8 , тогда его диаметр: 

где [s]=2 - запас прочности (контролируемая затяжка) ;

T=320 мПа - предел текучести материала винта .

Принимается винт M8.

**6.2. Расчет подшипников.**

Эквивалентная нагрузка на подшипники разгрузочной втулки :



где *V*=1.2 - коэффициент , учитывающий , что вращается наружное кольцо.

Два подшипника 209 , *Сr*=33200*Н* . Подшипники рассматриваются как один двухрядный. Суммарная динамическая грузоподъемность *С’с*= *Сr* .1,625=53950*Н* . Ресурс подшипника при вероятности безотказной работы P=0.9 и наибольшей возможной частоте вращения *n=*

819 *мин-1:*

 час.

**6.3. Крепление крышки шкива.**

Через крышку на шкив передается через шлицевое соединение крутящий момент с тихоходного вала , наибольшее значение которого *T=*64*Нм.* Передача момента осуществляется через поверхность трения в форме кольца , диаметр под болты *d=*102*мм*. Тогда необходимая сила затяжки :



где *k=*1,5 - коэффициент запаса ;

*z=*4 - число болтов;

*f=*0,15 - коэффициент трения (чугун по чугуну).

Как видно из вычислений пункта 4.1 , для такой силы подходит винт М8 класса прочности 4.6 , при контролируемой затяжке .

**7. Расчет шлицевых и шпоночных соединений**

**7.1. Расчет шлицевого соединения**

Шлицевое соединение 6x21x25 передает крутящий момент с тихоходного вала на крышку шкива . Шлицевые соединения , нагруженные только крутящим моментом , рассчитываются только по напряжениям смятия :



где *Kз=*0,7 - коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям;

*z=*6 - число зубьев;

*h=*0,5(*D-d*)-2*f*=1,4 *мм* - рабочая высота зуба ( *f*=0,3 ) ;

*dср=*0,5(*D+d*)=23 *мм* - средний диаметр соединения;

*l* - рабочая длина шлицев;

[*см*]=60 *МПа* - допускаемое напряжение смятия , назначается по рекомендациям [5] , причем берется пониженное значение т.к. соединение будет испытывать дополнительный износ при реверсировании .

Тогда рабочая длина шлицев определяется как :



Длина шлицевого конца принимается равной 20 мм .

**7.2. Расчет шпоночных соединений.**

Шпонка , осуществляющая передачу момента с вала электродвигателя на быстроходный вал и шпонки , передающие момент с обгонных муфт на колеса стандартные для этих агрегатов (узлов) , поэтому их расчет проводить не нужно . Необходимо провести расчет шпонки , передающей момент с колеса на быстроходный вал . Наибольший передаваемый момент *T=*69*Нм* (без учета к.п.д. узлов коробки) ,размеры шпонки 6x6x40.

Напряжения смятия в шпонке:

 [5]

где *d*=30 *мм=*0,03 *м* - диаметр вала;

*k*=0.5 - коэффициент погружения шпонки в вал;

*h*=6 *мм* - рабочая высота шпонки;

*l=lполн*-*b=*34 *мм* - рабочая длина шпонки.

Так как шпонка стандартная , ее прочность ограничивается напряжениями смятия а не среза , поэтому расчет по напряжениям среза не проводится .

**8.Расчет посадки с натягом**

Минимальное необходимое давление натяга находится из условия не раскрытия стыка. Геометрические размеры: *d=*30 *мм* , *d2=*50 *мм* , *l=*27 *мм* , *L=* 57 *мм* . Радиальная сила F=342Н (см. 4.3.2. ). Палец изготовлен из стали 45 , втулка (крышка редуктора) - из чугуна СЧ20. Тогда условие не раскрытия стыка запишется как (см. [5]) :



где *р* - расчетное давление в запрессованном соединении ;

*M=FL=*342.0,057=19.5 *Нм* - момент , раскрывающий стык.

Из этого условия находится необходимое давление р :



Необходимый минимальный натяг *N* находится по формуле Ляме:



где *С1=*0,7 - для не пустотелого стального вала ;



*=*0,25 коэффициент Пуассона материала втулки

*E1=*2.105 - модуль упругости материала вала ;

*E2=*1.105 - модуль упругости материала втулки ;

Необходимый минимальный измеренный натяг равен :



где  - поправка на микронеровности

Ra1=0,8- средняя высота микронеровностей поверхности вала ;

Ra2=1,6- средняя высота микронеровностей поверхности отверстия .

Для данного минимального натяга выбирается посадка *H7/t6* - *Nmin=*20 мкм.

Проверка соединения на прочность производится по материалу втулки , как менее прочному . Наибольшее давление в соединении находится как (см. формулу Ляме) :



где Nmax - максимальный натяг данной посадки .

Эквивалентное напряжение в соединении:



Здесь используется в а не т поскольку чугун хрупкий материал и разрушается без заметных пластических деформаций .

**9. Выбор системы смазки и масла**

Для выбора смазки необходимо определить наибольшую окружную скорость. При частоте вращения *n=*2850 *мин-1* она равна:



где *d1* - делительный диаметр большей шестерни .

V<12,5 м/c , следовательно можно применять картерную смазку с частичным погружением зубчатых колес в масло , смазывание передачи осуществляется взвесью частиц масла в воздухе (масляным туманом) , образующимся при работе передачи .

Выбор масла производится по наибольшим возникающим в передаче контактным напряжениям . Их можно оценить зная твердость HRC ( cм. 3.3.) по эмпирической зависимости:



Тогда по рекомендациям [1] находится рекомендуемая кинематическая вязкость масла .10-6 .. 60м2/с .10-6. Для работы в коробке передач назначается масло И-50А (.10-6 ...10-6 м2/с .) ГОСТ 20799-75.

**Список литературы:**

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высшая школа ,

1985.

1. Детали машин: Атлас конструкций в 2 ч. / Под ред. Решетова Д.Н. - М.: Машиностроение , 1979.
2. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Решетова Д.Н. - М.: Машиностроение , 1982
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : В 3 т. - М.: Машиностроение , 1980-1982.
4. Иванов М.Н. Детали машин / Под ред. Финогенова В.А. - М.: Высшая школа ,1998.
5. Решетов Д.Н. Детали машин - М.: Машиностроение , 1989.
6. Буланже А.В. , Палочкина Н.В. , Фадеев В.З. Проектный расчет на прочность цилиндрических и конических зубчатых передач. - М.: МГТУ , 1992.
7. Иванов В.Н. , Баринова В.С. Выбор и расчеты подшипников качения. - М.: МВТУ , 1988.
8. Ряховский О.А. , Иванов С.С. Справочник по муфтам. - Л.: Политехника ,1991.
9. Годик Е.И. , Хаскин А.М. Справочное руководство по черчению. - М.: Машиностроение , 1974.