МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

Курганский государственный университет

Кафедра «Детали машин»

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

Задание 6 Вариант 1

Дисциплина «Детали машин»

Студент /Орлов Е.С./

Группа ТС-2638с

Специальность\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/Крохмаль Н.Н./

Комиссия \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/

Дата защиты \_\_\_\_\_\_\_\_\_

Оценка \_\_\_\_\_\_\_\_\_

Курган, 2009

Содержание

Задача №4

Задача №5

Задача №6

Приложение

Литература

Задача №4

Рассчитать клиноременную передачу. Мощность на ведущем валу Р1=10кВт, угловые скорости шкивов ω1=77 с-1 и ω2=20 с-1, режим работы – спокойный, угол наклона линии центров к горизонту 30▫. Режим работы – трехсменный, нагрузка - спокойная.

4.1. Передаточное число.

u= ω1/ω2=77/20=3,85.

4.2. Выбор сечения ремня.

По табл. 55 стр.87 /2/ выберем сечение D.

По табл. 56 и 57 стр.88 /2/ выбираем его характеристики:

Wp=27 мм, W=32 мм, А=1,38 мм2, Т=19 мм, dplmin=315 мм, Lp=3150-15000 мм, mпм=0,6 кг/м.

4.3 Диаметры шкивов.

dp1=1,1\*dplmin=1,1\*315=346,5 мм.

Примем по табл. 58 стр.89 /2/ dp1=355 мм.

dp2=u\*dp1=3,85\*355=1367 мм. Примем по табл. 58 стр.89 /2/ dp2=1370 мм.

4.4 Уточнение передаточного отношения с учетом относительного скольжения

ζ=0,01.

uф= dp2/[dp1\*(1-ζ)]= 1370/[355\*(1-0,01)]=3,9.

4.5 Оценка ошибки передаточного отношения.

(u-uф/u)\*100%=(3,85-3,9/3,85)\*100%=1,3%<5%.

4.6 Межосевое расстояние.

amin=0,55\*(dp1+dp2)+T=0,55\*(dp1+dp2)+T=0,55\*(355+1370)+19=968 мм.

amax=dp1+dp2=355+1370=1725 мм.

Примем а=1000 мм.

4.7 Расчетная длина ремня.

Lp=2\*a+π\*(dp1+dp2)/2+(dp2-dp1)2/4a==2\*1000+π\*(355+1370)/2+(1370-355)2/4\*1000=4967 мм.

Примем Lp=5000 мм.

4.8 Уточненное межосевое расстояние.

а=0,25\*{(Lp-x)+[(Lp-x)2-2y]0,5}=0,25\*{(5000-2710)+[(5000-2710)2-2\*1030225]0,5}=1019 мм.

Здесь x= π\*(dp1+dp2)/2= π\*(355+1370)/2=2710; y=(dp2-dp1)2=(1370-355)2=1030225.

Примем а= 1020 мм.

4.9 Угол обхвата.

α1=180▫-57▫\*(dp2-dp1)/a=180▫-57▫\*(1370-355)/1020=123,3▫.

4.10 Коэффициенты для определения расчетной мощности:

коэффициент длины ремня по табл. 59 стр.91 /2/: СL=0,98;

коэффициент режима работы по табл. 60 стр.92 /2/: Сp=1,4;

коэффициент угла обхвата по табл. 61 стр.92 /2/: Сα=0,82;

коэффициент числа ремней по табл. 62 стр.92 /2/: Сz=0,95.

4.11 Расчетная мощность передаваемая одним ремнем.

Рр=Ро\* СL\*Сp/ Сα=8,29\*0,98\*1,4/0,9=12,6 кВт.

Здесь Ро = 8,29 кВт – номинальная мощность по табл. 55 стр.87 /2/.

4.12 Число ремней.

Z=Р1/(Рр\*Сz)=18/(12,6\*0,95)=1,5. Примем Z=2.

4.13 Скорость ремня.

V= ω1\*dр1/2000=77\*355/2000=13,7 м/с.

4.14 Сила предварительного напряжения ветви ремня.

F0=850\*Р1\*Ср\*СL/(Z\*V\*Cα)+θ\*V2,

где θ – коэффициент, учитывающий центробежную силу по табл. 59 стр.91 /2/ примем θ=0,6.

F0=850\*18\*1,4\*0,98/(2\*13,7\*0,82)+0,6\*13,72= 1050 Н = 1,05 кН.

4.15 Окружная сила

Ft=P1\*1000/V=18\*1000/13,7=1300 Н=1,3 кН.

4.16 Максимальное напряжение в ремне

σmax=σp+σн,

где σp= F0/А+Ft/(2\*Z\*A)+ρ\*V2/1000000==1050/4,76+1300/(2\*2\*4,76)+ 1200\*13,72/1000000=3 МПа.

Здесь ρ=1200 кг/м2.

σн=2\*(Ен\*У)/ dр1=2\*678/355=4 МПа.

Здесь произведение (Ен\*У)=678 для ремня сечения В.

σmax=3+4=7 МПа.

4.17 Сила, действующая на валы.

Fв=2\* F0\*Z\*sin(α1/2)= 2\*1,05\*1\*sin(123,/2)=1,8 кН.

4.18 Рабочий ресурс передачи.

Lh=Nоц\*Lp/(60\*π\*d1\*n1)\*(σ-1/σmax)\*Cu,

где Nоц – цисло циклов, выдерживаемое ремнем по стандарту, по табл. 63 стр.92 /2/ Nоц=4,7\*106;

σ-1=9 МПа – предел выносливости материала ремня;

Cu=1,5\*(u)1/3-0,5=1,5\*(3,85)1/3-0,5=1,9 - коэффициент учитывающий передаточное отношение.

Lh=4,7\*106\*5000/(60\*π\*355\*735)\*(9/7)\*1,9=614 ч.

Здесь n1=30\* ω1/π=30\*77/ π=735 об./мин. – частота вращения ведущего шкива.

Задача №5

Рассчитать червячную передачу ручной тали. Вес поднимаемого груза F=15 кН, усилие рабочего на тяговую цепь Fр=150 Н, диаметр тягового колеса Dтк=300 мм, диаметр звездочки Dз=120 мм, срок службы редуктора th=18000 ч. Режим работы – кратковременный.

###### 1. Кинематический расчет редуктора.

###### 1.1. Определение общего КПД редуктора.

η=ηч\* ηпm,

где ηч – КПД червячной передачи (ηч=0,7…0,8, примем ηч=0,7);

ηп – КПД одной пары подшипников качения (ηп=0,99…0,995, примем ηз=0,99);

m – число пар подшипников качения (m=2).

ηоб=0,7\*0,992=0,69.

###### 1.2. Определение частот вращения валов

###### n1=60000\* Vр/(π\* Dз)= 60000\* 1/(π\*120)=159 об./мин.

Здесь Vр – скорость движения груза. Примем Vр=1 м/с.

###### n2= n1/u=159/32=5 об./мин.

Здесь u – передаточное отношение червячной передачи. Примем u=32.

Скорость движения груза Vг=π\*Dтк\*n2/60000= π\*300\*5/60000=0,1 м/с.

###### 1.3. Мощности на валах.

Р2= F \* Vг =15\*0,1=1,5 кВт.

Р1= Р2 /η =1,5/0,69=2,2 Вт.

1.5. Определение крутящих моментов на валах.

Т1=9550\*Р1/n1=9550\*1,5/159=90 Н\*м.

Т2=9550\*Р2/n2=9550\*2,2/5=4202 Н\*м.

2. Расчет червячной передачи

###### 2.1. Исходные данные для расчета.

1. Крутящий момент на валу червячного колеса Т2=4202 Н\*м;
2. Передаточное число u=32;
3. частота вращения червяка n1=159 об./мин.

2.2. Определение числа витков червяка и числа зубьев червячного колеса.

Выберем из табл.25 стр.50 /2/: Z1=1. Z2= u\*Z1=32\*1=32.

2.3. Выбор материала.

Определим ожидаемую скорость скольжения

VIS=4,5\*n1\*Т21/3/104=4,5\*159\*42021/3/104=1,2 м/с.

С учетом скорости скольжения выбираем из табл.26 стр.51 /2/:

для червяка – сталь 45, термообработка – улучшение НВ350;

для червячного колеса – чугун СЧ15, предел прочности σв=315 МПа.

2.4. Выбор допускаемых напряжений

Выбираем из табл.27 стр.52 /2/: [σH]2=110 Мпа.

2.5. Определение предварительного значения коэффициента диаметра.

qI=0,25\*Z2=0,25\*32=8.

2.6. Определение ориентировочного межосевого расстояния.

aIw=610\*(Т2\*Кβ\*КV/[σН]22)1/3,

где Кβ – коэффициент неравномерности нагрузки,

КV – коэффициент динамической нагрузки.

Для предварительного расчета примем Кβ\*КV=1,4.

aIw=610\*(4202\*1,4/1102)1/3=480 мм.

2.7. Предварительное значение модуля.

mI=2\*aI/(Z2+qI)=2\*480/(32+8)=24 мм.

Выбираем из табл.28 стр.53 /2/: m=20 мм, q=8.

2.8. Межосевое расстояние.

а=m\*(Z2+q)/2=20\*(32+8)/2=400 мм.

Примем аw=400 мм.

2.9. Коэффициент смещения X=аw/m-0,5\*(Z2+q)=400/20-0,5\*(32+8)=0.

2.10. Отклонение передаточного числа.

Δu=|(u-Z2/Z1)/u|\*100%=|(32-32/1)/32|\*100%=0 < 5%.

2.11. Проверочный расчет по контактным напряжениям.

2.11.1. Угол подъема витка червяка.

γ=arctg(Z1/q)= arctg(1/8)=7,1о.

2.11.2. Скорость относительного скольжения в полюсе зацепления.

VS=π\*d1\*n1/(60000\*cosγ),

где d1=m\*q=20\*8=160 мм.

VS=π\*160\*159/(60000\*cos7,1)=1,3 м/с.

2.11.3. Коэффициент динамической нагрузки.

Выбираем из табл.29 стр.54 /2/: KV=1 для степени точности 7.

2.11.4. Коэффициент неравномерности нагрузки.

Кβ=1+(Z2/θ)3\*(1-X),

где θ=72 – коэффициент деформации червяка, выбранный из табл.30 стр.55 /2/;

X – коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки (для постоянной нагрузки). X=0.

Кβ=1+(32/72)3\*(1-0,66)=1,03.

2.11.5. Расчетные контактные напряжения.

σН2=5300\*[{Z2/(q+2\*X)/aw}3\*Kβ\*KV\*T2]0,5/[Z2/(q+2\*X)]=

=5300\*[{32/(8+2\*0)/400}3\*1,03\*1\*4202]0,5/[32/(8+2\*0)]=87 Мпа<[σH]2=110 Мпа.

2.12.. Проверочный расчет по напряжениям изгиба.

2.12.1. Эквивалентное число зубьев колеса

ZV2=Z2/cos3 γ = 32/cos3 7,1=33.

2.12.2. Коэффициент формы зуба.

Выбираем из табл.31 стр.55 /2/: YF2=1,71.

2.12.3. Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса.

σF2=1,5\*T2\* YF2\* KV \* Кβ \* cosγ\*1000/(q\*m3\*Z2)< [σF],

[σF] – допускаемые напряжения изгиба.

[σF]=0,08\*σв=0,08\*315=25 Мпа.

σF2=1,5\*1019\*1,71\*1\*1,03\*cos7,1\*1000/(8\*203\*32)=8,2 Мпа<[σF]=25 Мпа.

2.13. Геометрический расчет передачи.

Диаметры делительных окружностей:

червяка – d1=m\*q=20\*8=160 мм,

колеса – d2=m\*Z2=20\*32=640 мм.

Диаметры окружностей вершин:

червяка – dа1= d1+2\*m=160+2\*20=200 мм,

колеса – dа2= d2+2\*m=640+2\*20=680 мм.

Высота головки витков червяка: hf1=1,2\*m=1,2\*20=24 мм.

Диаметры окружностей впадин:

червяка – df1=d1-2\*hf1=160-2\*24=112 ,

колеса – df2=d2-2\*m\*(1,2+X)=640-2\*20\*(1,2+0)=592 мм.

Наибольший диаметр червячного колеса:

daW=da2+6\*m/(Z1+2)= 680+6\*20/(2+2)=710 мм.

Ширина венца червячного колеса: b2=0,75\*da1=0,75\*200=150 мм.

Радиус выемки поверхности вершин зубьев червячного колеса:

R=0,5\*d1-m=0,5\*160-20=60 мм.

Проверка межосевого расстояния:

aw=0,5\*m\*(q+Z2+2\*X)=0,5\*20\*(8+32+2\*0)=400 мм.

Длина нарезанной части червяка:

b1=(11+0,06\*Z2)\*m=(11+0,06\*32)\*20=258,4 мм. Примем b1=260 мм.

2.14. Данные для контроля взаимного положения разноименных профилей червяка.

Делительная толщина по хорде витка:

Sa1=0,5\*π\*m\* cosγ=0,5\*π\*20\*cos7,1=31,2 мм.

Высота до хорды витка:

ha1=m+0,5\* Sa1\*tg[0,5\*arcsin (Sa1\*sin2γ/d1)]=

=20+0,5\* 31,2\*tg[0,5\*arcsin (31,2\*sin27,1/160)]=20,02 мм.

2.15. Усилия в зацеплении червячной передачи.

2.15.1. Окружная сила червячного колеса и осевая сила червяка

Ft2=Fa1=2\*T2/d2=2\*4202\*1000/640=13 \*1000 Н\*м=13 Н\*мм.

2.15.2. Окружная сила червяка и осевая сила червячного колеса

Ft1=Fa2= Ft2\*tg(γ+ρ)= 13\*tg(7,1+2,2)=2,1\*1000 Н\*м=2,1 Н\*мм.

Здесь ρ – угол трения. Выбираем из табл.34 стр.59 /2/ ρ=2,2.

2.15.3. Радиальные силы червячного колеса и червяка

Fr2=Fr1=0,37\* Ft2=0,37\*13=4,8 \*1000 Н\*м=4,8 Н\*мм.

2.16. Тепловой расчет червячной передачи.

Для открытых ручных червячных передач тепловой расчет не требуется.

2.17. Расчет червяка на жесткость.

Стрела прогиба и условие достаточной жесткости:

f=L3\*(Ft12+Fr12)0,5/(48\*E\*Iпр)<[f],

где L – расстояние между серединами опор червяка,

L=(0,9…1,0)\*d2=(0,9…1,0)\*640=(576…640) мм, примем L=640 мм;

E – модуль упругости стали, Е=2,1\*105 Мпа,

Iпр – приведенный момент инерции сечения червяка,

Iпр=π\*df14\*(0,375+0,625\*da1/df1)/64=

=π\*1124\*(0,375+0,625\*200/112)/64=11,5\*106 мм4;

[f] – допустимая стрела прогиба, [f]=m/200=20/200=0,1 мм.

f=6403\*(130002+48002)0,5/(48\*2,1\*105 \*11,5\*106)=0,03 мм<[f]=0,1 мм.

Задача №6

По данным задачи №5 рассчитать вал червячного колеса редуктора и подобрать для него по ГОСТу подшипники качения. Расстоянием между подшипниками задаться.

1. Проектный расчет.

Ориентировочный расчет вала проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям ([τ]кр=20 Мпа).

Диаметр свободного конца вала:

dс=(Т/0,2[τ]кр)1/3=(4202\*1000/0,2\*20)1/3=102 мм. Примем dс=100 мм.

Диаметр вала под подшипниками примем dп=110 мм.

Диаметр вала под колесом примем dк=115 мм.

Диаметр буртика вала примем dб=120 мм.

2. Проверочный расчет.

Усилия, действующие на вал:

Ft=13 кН, Fr=4,8 кН, Fа=2,1 кН, F=15 кН, Т=4202 кН\*мм,

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по отнулевому.

Определим реакции опор (см. рисунок 1).

Реакции опоры А:

RAx\*300- Ft\*150=0;

RAx=Ft/2=13/2=6,5 кН;

RAy\*300- Fr\*150+ Fа1\*d/2- F\*200=0;

RAy=(Fr\*150-Fа1\*d/2+ F\*200)/300=(4,8\*150- 2,1\*640/2+15\*200)/300=10,2 кН;

Реакции опоры В:

RВx\*300- Ft\*150=0;

RВx=Ft/2=13/2=6,5 кН;

RВy\*300- F\*500+Fr\*150+ Fа1\*d/2=0;

RВy=(F\*500-Fr\*150-Fа1\*d/2)/300=(15\*500-4,8\*150-2,1\*640/2)/300=20,5 кН;

Рисунок 1. Расчетная схема вала

Проверка:

ΣХ=0; Ft- RAx-RВx =0; 13-6,5-6,5=0;

ΣY=0; Fr- RAy + RВy- Fм =0; 4,8-10,2+20,5-15=0;

Условия равновесия выполняются, следовательно расчет реакций выполнен верно.

Определим суммарный изгибающий момент в месте посадки зубчатого колеса и в сечении посадки подшипника В.

Мс=(Мх2+Му2)1/2,

Где Мх и Му – изгибающие моменты в плоскостях х и у.

Мхчк= RАх \*100=6,5\*150=975 кН\*мм;

Мучк= RАу \*100=10,2\*150=1530 кН\*мм.

Мсчк=(9752+15302)1/2=1814 кН\*мм.

МхВ= 0;

МуВ= F \*200=15\*200=3000 кН\*мм.

МсВ=(30002+02)1/2=3000 кН\*мм.

Опасным является сечение посадки подшипника В, т.к. в нем изгибающий момент имеет большее значение, а диаметр - меньшее

где W - осевой момент сопротивления сечения.

Осевой момент сопротивления опасного сечения:

W= π\*d3/32=π\*1103/32=113650 мм3.

Полярный момент сопротивления в опасном сечения:

Wк= π\*d3/16= π\*1103/16=227300 мм3.

Амплитуда нормальных напряжений в опасном сечении:

σα=Мс/W=3000000/113650=26,4 МПа.

Условие прочности:

n=((1/nσ)2+(1/nτ)2)-0,5>[n],

где nσ и nτ – запасы прочности вала по нормальным и касательным напряжениям;

[n]=1,75 – допускаемый запас прочности.

nσ =σ-1/(кσ\*σα\*εσ-1+ψσ\*σm),

где σ-1=0,43\*σв – предел выносливости материала вала по нормальным напряжениям при симметричном цикле (см. табл.1 стр.79 /4/).

σ-1=0,43\*800=344 МПа.

кσ=1,8 – эффективный коэффициент концентрации напряжений,

εσ-1=0,82 - коэффициент, учитывающий диаметр вала;

ψσ=0,2 – коэффициент, учитывающий асимметрию цикла для углеродистых сталей;

σm=Fa/(π\*d2/2)=2100/(π\*1052/2)=0,1 МПа – среднее значение напряжений, при нагружении вала осевой силы.

nσ =344/(1,8\*26,4\*0,82+0,2\*0,1)=8,8.

nτ=τ-1/(кτ\*τα\*ετ-1+ψτ\*τm),

где τ-1=0,6\*σ-1=0,6\*344=206,4 МПа – предел выносливости материала вала по касательным напряжениям при симметричном цикле;

кτ=1,7 – эффективный коэффициент концентрации напряжений,

τα=0,5\*Т2/Wк=0,5\*4202000/227300 = 9,2 МПа – амплитудное значение напряжений;

ετ-1=0,7 - коэффициент, учитывающий диаметр вала;

ψτ=0,1 – коэффициент, учитывающий асимметрию цикла для углеродистых сталей;

σm=0,1 МПа.

nτ=206,4/(1,7\*9,2\*0,7+0,1\*0,1)=18,8.

n=((1/8,8)2+(1/18,8)2)-0,5=8>[n]=1,75.

Условие прочности выполняется, следовательно, вал прочен.

3. Расчет подшипников качения редуктора

На валу редуктора использованы конические роликоподшипники легкой серии 7226А ГОСТ 27365-87. Динамическая грузоподъёмность подшипников С=660 кН, статистическая грузоподъёмность С0=600 кН, е=0,435 (см. табл. 18.33 стр. 319 /1/).

Определим суммарные радиальные реакции опор:

RА=(RАх2+RАy2)0,5=(6,52+10,22)0,5=12,1 кН.

RВ=(RВх2+RВy2)0,5=(6,52+20,52)0,5=21,5 кН.

Эквивалентная нагрузка:

Рэкв=(V\*X\*R+Y\*A)\*Кб\*Кт,

где Х=1 – коэффициент, учитывающий влияние радиальной силы (выбран по соотношению Fa/[V\*R]=2,1/[1\*12,1]=0,17<е=0,435);

Y=0 – коэффициент, учитывающий влияние осевой силы;

V=1 - коэффициент, учитывающий, какое колесо вращается;

А – осевая нагрузка.

АВ= 0,83\*е\*RВ=0,83\*0,435\*21,5=7,8 кН.

АА= АВ + Fa =7,8+2,1=9,9 кН.

Кб=1 – коэффициент безопасности;

Кт=1 – температурный коэффициент.

РэквА=(1\*1\*8,6+0\*9,9)\*1\*1=8,6 кН.

РэквВ=(1\*1\*3,8+0\*7,8)\*1\*1=3,8 кН.

Проверим подшипник А как наиболее нагруженный на долговечность.

Долговечность подшипников:

L=(С/Рэкв)m,

где m=10/3 показатель долговечности подшипников (для шарикоподшипников).

L=(660/8,6)10/3=2\*106 млн. об.

Долговечность подшипника в часах:

Lh=106\*L/60\*n=106\*2\*106/60\*5=6,7\*109 ч.

Долговечность подшипников более 5000 часов, следовательно подшипники удовлетворяют условию долговечности.

Литература

1. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. техникумов. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с., ил.
2. Ратманов Э.В. Расчет механических передач: Учебное пособие. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2007. – 115 с.
3. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов: Учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Выща шк. 1990. – 151 с.: ил.
4. Чернин И.М. и др. Расчеты деталей машин. Минск, «Вышэйш. школа», 1974. 592 с, с ил.