Кафедра: ”Основы проектирования машин и механизмов”

ПРИВОД ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Содержание

#### Техническое задание

## Введение

1. Энергетический и кинематический расчеты привода

2. Расчет редуктора

2.1 Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений для зубчатых передач

2.2 Расчет геометрии передачи тихоходной ступени

2.3 Расчет валов

2.3.1 Проектный расчет валов

2.3.2 Проверочный расчет тихоходного вала

2.4 Выбор подшипников качения

2.5 Выбор и расчет шпонок

3. Смазка редуктора

4. Выбор муфт

Список использованных источников

**Техническое задание**

Спроектировать привод к ленточному конвейеру

1. Электродвигатель

2. Муфта

3. Редуктор

4. Муфта

5. Барабан приводной

###### Особые условия

1. Электродвигатель и редуктор установлены на общей раме или плите.

2. Редуктор вертикальный

###### Исходные данные

1. Тяговое усилие на барабане Ft, кН 4

2. Скорость движения ленты V, м/с 1,6

3. Диаметр барабана D, мм 300

4. Длина барабана L, мм 450

5. Срок службы передачи 5 лет, Kсут=0,29

###### Разработать

1. Редуктор.
2. Вал приводной с барабаном, муфтой и подшипниками.
3. Общий вид привода.
4. Раму привода.
5. Рабочие чертежи деталей редуктора.

**Введение**

Инженер-конструктор является творцом новой техники, и уровнем его творческой работы в большей степени определяются темпы научно-технического прогресса. Деятельность конструктора принадлежит к числу наиболее сложных проявлений человеческого разума. Решающая роль успеха при создании новой техники определяется тем, что заложено на чертеже конструктора. С развитием науки и техники проблемные вопросы решаются с учетом все возрастающего числа факторов, базирующихся на данных различных наук. При выполнении проекта используются математические модели, базирующиеся на теоретических и экспериментальных исследованиях, относящихся к объемной и контактной прочности, материаловедению, теплотехнике, гидравлике, теории упругости, строительной механике. Широко используются сведения из курсов сопротивления материалов, теоретической механики, машиностроительного черчения и т. д. Все это способствует развитию самостоятельности и творческого подхода к поставленным проблемам.

В настоящее время в Республике Беларусь отсутствует собственное производство редукторов общего использования. Между тем в республике имеется ряд разработок, которые позволили бы организовать такое производство.

Одной из таких разработок является конструкция пластинчатого редуктора внутреннего зацепления, работающего на кафедре СДМ.

При выборе типа редуктора для привода рабочего органа (устройства) необходимо учитывать множество факторов, важнейшими из которых являются: значение и характер изменения нагрузки, требуемая долговечность, надежность, КПД, масса и габаритные размеры, требования к уровню шума, стоимость изделия, эксплуатационные расходы.

Из всех видов передач зубчатые передачи имеют наименьшие габариты, массу, стоимость и потери на трение. Коэффициент потерь одной зубчатой пары при тщательном выполнении и надлежащей смазке не превышает обычно 0,01. Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают большой надежностью в работе, постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания, возможностью применения в широком диапазоне скоростей и передаточных отношений. Эти свойства обеспечили большое распространение зубчатых передач; они применяются для мощностей, начиная от ничтожно малых (в приборах) до измеряемых десятками тысяч киловатт. Передаваемые моменты достигают 5\*106 Н\*м. Диаметры колес, например в передачах на гребной винт судовых установок, доходят до 6 м.

К недостаткам зубчатых передач могут быть отнесены требования высокой точности изготовления и шум при работе со значительными скоростями.

Косозубые колеса применяют для ответственных передач при средних и высоких скоростях. Объем их применения – свыше 30% объема применения всех цилиндрических колес в машинах; и этот процент непрерывно возрастает. Косозубые колеса с твердыми поверхностями зубьев требуют повышенной защиты от загрязнений во избежание неравномерного износа по длине контактных линий и опасности выкрашивания.

Одной из целей выполненного проекта является развитие инженерного мышления, в том числе умение использовать предшествующий опыт, моделировать используя аналоги. Для курсового проекта предпочтительны объекты, которые не только хорошо распространены и имеют большое практическое значение, но и не подвержены в обозримом будущем моральному старению.

Существуют различные типы механических передач: цилиндрические и конические, с прямыми зубьями и косозубые, гипоидные, червячные, глобоидные, одно- и многопоточные и т. д. Это рождает вопрос о выборе наиболее рационального варианта передачи. При выборе типа передачи руководствуются показателями, среди которых основными являются КПД, габаритные размеры, масса, плавность работы и вибронагруженность, технологические требования, предпочитаемое количество изделий.

При выборе типов передач, вида зацепления, механических характеристик материалов необходимо учитывать, что затраты на материалы составляют значительную часть стоимости изделия: в редукторах общего назначения – 85%, в дорожных машинах – 75%, в автомобилях – 10% и т. д.

Поиск путей снижения массы проектируемых объектов является важнейшей предпосылкой дальнейшего прогресса, необходимым условием сбережения природных ресурсов. Большая часть вырабатываемой в настоящее время энергии приходится на механические передачи, поэтому их КПД в известной степени определяет эксплуатационные расходы.

Наиболее полно требования снижения массы и габаритных размеров удовлетворяет привод с использованием электродвигателя и редуктора с внешним зацеплением.

##### 1. Энергетический и кинематический расчет привода

Мощность, потребляемую конвейером, по ф. стр.5 [1]:

Pp=FtV= 4⋅103⋅1,6=6,4 кВт,

где Ft – тяговое усилие на барабане, кН;

V – окружная скорость

Мощность, потребляемая электродвигателем, по ф. стр.5 [1]:

Pэп=Рр/η=6,4/0,86=7,44кВт,

где η - общий К.П.Д. привода;

η= ηпк4ηм2ηзп2=0,9934⋅0,972⋅0,972=0,86 ,

где ηпк, ηм, ηзп – КПД соответственно подшипников качения, муфты и зубчатой передачи.

Определяем частоту вращения приводного вала:

nр=60000⋅V⋅(π⋅D)=60000⋅1,6/(3,14⋅300)=101,9мин-1.

Определяем желаемую частоту вращения электродвигателя по ф. стр. 6 [1]:

nэж=nр⋅U0=101,9⋅14,2=1446,98мин-1,

где U0 – общее ориентировочное передаточное число привода, табл. 5.6 [4],

U0= Uбпо⋅Uтпо=3,55⋅4=14,2,

где Uбпо, Uтпо – ориентировочные передаточные числа соответственно быстроходной и тихоходной передач из табл. 2 [1].

Исходя из вычисленных значений Рэп и nэж по табл. 3 [1] выбираем электродвигатель 4А132S4 с синхронной частотой вращения nэдс=1455мин-1 и мощностью Рэд=7,5 кВт.

Определяем передаточное число привода:

U0=nэда/np=1455/101,9=14,27.

Разбиваем U0 на передаточные числа :

Uтп=U0/Uбп⋅ =14,27/3,55=4,02

где Uбп=3,55 – передаточное число быстроходной передачи;

Выбираем передаточное число тихоходной передачи из стандартного ряда Uтп=4,0

Определяем частоты вращения валов стр. 11 [1]:

n1=nэда=1455 мин-1,

n2=n1/Uбп=1455/3,55=409,85 мин-1,

n3=n2/Uтп=409,85/4,0=102,46 мин-1,

n4=n3=102,46 мин-1.

Определяем мощности, передаваемые валами по ф. стр. 11 [1]:

Р1=Рэп⋅ηм⋅ηпк=7,5⋅0,97⋅0,993=7,22 кВт;

Р2=Р1⋅ηцил.п⋅ηпк=7,22⋅0,97⋅0,993=6,95 кВт;

Р3=Р2⋅ηцил.п⋅ηпк=6,95⋅0,97⋅0,993=6,69 кВт;

Р4=Рр=6,4 кВт≈Р3⋅ηм⋅ηпк=6,69⋅0,993⋅0,97=6,44 кВт;

Определяем угловые скорости валов привода по ф. cтр. 11[1]:

ω1=π⋅n1/30=3,14⋅1455/30=152,29 с-1;

ω2=π⋅n2/30=3,14⋅409,85/30=42,89 с-1;

ω3=ωр=π⋅n3/30=3,14⋅102,46/30=10,72 с-1.

Определяем крутящие моменты на валах привода по ф.:

Т1=9550⋅Р1/n1=9550⋅7,22/1455=47,38 Н⋅м;

Т2=9550⋅Р2/n2=9550⋅6,95/409,85=161,94 Н⋅м;

Т3=9550⋅Р3/n3=9550⋅6,69/102,46=623,5 Н⋅м;

Т4=9550⋅Р4/n4=9550⋅6,44/102,46=600,25 Н⋅м.

##### 2. Расчет редуктора

**2.1 Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений для зубчатых передач**

Желая получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость редуктора, выбираем для изготовления колес сравнительно недорогую легированную сталь 40Х, а для шестерен 45Х. По таблице 4.1.1 [2] назначаем термообработку: для шестерен – улучшение НВ 240…280;

для колес – улучшение НВ 230..260.

При данной термообработке обеспечивается приработка зубьев.

**Определяем допускаемые напряжения.**

Допускаемые контактное напряжение шестерни рассчитываем по ф. из табл. 2.5[2]:

σнр1=0,9⋅σнlim1⋅ZN/SН=0,9⋅590⋅1/1,2=408,462 Мпа,

где σнlim1- предел контактной выносливости шестерни, определенной по ф. из табл. 4.1.3 [2]

σнlim1=2⋅НВ+70=2⋅260+70=590 Мпа,

где НВ=260 – твердость,

ZN – коэффициент долговечности шестерни, определяется по ф. из табл. 1.2 [3]

ZN1=



где NHlim1 – предел контактной выносливости шестерни, определяемый по формуле

NHlim1=30⋅НВ2,4=30⋅2602,4=1,875⋅107

где Nк – расчетное число циклов напряжений при постоянном режиме работы шестерни, определяемое по ф. табл. 1.2 [3]

Nк=60⋅n⋅с⋅t=60⋅171⋅1⋅5⋅300⋅24⋅0,33=1,22⋅108

Принимаем ZN=1.

SN=1,3 – коэффициент запаса прочности шестерни по табл. 2.1 [3].

Находим допускаемое контактное напряжение колеса по формуле

σHP2=0,9⋅σHlim2⋅ZN2/SN2=0,9⋅550⋅1/1,3=380,769 Мпа,

где σHlim2=2⋅HB+70=2⋅240+70=550 Мпа,

где НВ=240,

ZN2=



Принимаем ZN2=1, SN=1,3.

Допускаемое контактное напряжение передачи определяем по ф. табл. 2.1 [3]

σHP=0,45(σHP1+σHP2)=0,45(408,462+380,769)=355,154 Мпа.

Находим допускаемые изгибные напряжения шестерни по ф.табл. 2.1 [3]

σFP1=σFlim1⋅YN1⋅YA1/SF1=455⋅0,568⋅1/2,2=117,473 Мпа,

где σFlim1 – предел изгибной выносливости шестерни, определяемый по ф. табл. 1.3 [3],

σFlim1=1,75⋅260=455 Мпа,

YN1=



где NFG=4⋅106 – базовое число циклов перемены напряжений, по табл. 1.4 [3]

NR=NK=1,22⋅108,

YA=1 – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки к шестерне, по табл. 2.1 [3],

SF1=2,2 – коэффициент запаса прочности шестерни, по табл. 2.1 [3].

Допускаемые изгибные напряжения колеса определим по формуле

σFP2=σFlim2⋅YN2⋅YA2/SF2=420⋅0,704⋅1/2,2=134,4 Мпа,

где σFlim2=1,75⋅HB=1,75⋅240=420 Мпа,

где YN2=



**2.2 Расчет геометрии передачи тихоходной ступени**

Сначала рассчитываем зубчатую передачу тихоходной ступени, как более нагруженную и в основном определяющую габариты редуктора.

Межосевое расстояние передачи, ф. 14 [2]



где КНβ - коэффициент концентрации нагрузки, рис. 8.15 [2],

ψba – коэффициент ширины относительно межосевого расстояния, табл. 8.4 [2].

Принимаем число зубьев шестерни Z1=20, тогда число зубьев колеса

Z2=Z1⋅Uтп=20⋅4,644=92,88.

Принимаем число зубьев Z2=93.

Модуль выразим из ф. 8.17 [2]

где β=12 – угол наклона линии зуба.

По таблице 8.1 [2] уточняем значение модуля m=3 мм.

Уточняем значение межосевого расстояния

Принимаем аω=173 мм.

Определяем геометрические параметры колес передачи.

Делительные диаметры

Диаметры окружностей вершин зубьев

da1=d1+2⋅m=61,34+2⋅3=69,14 мм,

da2=d2+2⋅m=285,23+2⋅3=289,433 мм.

Диаметры окружностей впадин зубьев

df1=d1-2,5⋅m=61,34-2,5⋅3=55,64 мм,

df2=d2-2,5⋅3=275,93 мм.

Ширина зацепления колеса, ф. 8.16 [2]

bω=b2=ψba⋅aω=0,5⋅173,15=86,58 мм.

Принимаем b2=63 мм.

Проверочный расчет передачи по контактным напряжениям, ф. 8.29[2]



где ZHβ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям, ф. 8.28 [2]

где KHα - коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев, табл. 8.7 [2]. Значение выбираем исходя из степени точности 7, которая установлена в зависимости от окружной скорости

εα - коэффициент торцового перекрытия, ф. 8.25 [2]

εα=(1,88-3,2⋅(1/Z1+1/Z2))⋅cosβ=(1,88-3,2(1/20+1/93))⋅cos12=1,65,

KH – коэффициент расчетной нагрузки, с.108 [2]



КH=KHβ⋅KHV=1,04⋅1,02=1,061,

Где KHV – коэффициент динамической нагрузки, табл. 8.3 [2].

**Проверочный расчет по изгибным напряжениям.**

Коэффициенты формы зубьев YF1 и YF2 по табл. 9.10 [4] в зависимости от эквивалентных чисел зубьев

ZV1=Z1/cos3β=20/cos312=22,436,

ZV2=Z2/cos3β=93/cos312=104,7,

YF1=4,

YF2=3,6.

Расчет выполняется по тому из колес, у которого меньше отношение σFP/YF

σFР1/YF1=117,473/4=29,368;

σFP2/YF2=134,4/3,6=37,33;

Проверяем зубья шестерни по ф. 8.32 [2]

σF1=YF1⋅ZFβ⋅Ft⋅KF/(bω⋅m)=4⋅0,593⋅3990⋅1,17/(91⋅3)=40,56 Мпа<σFP1,

где ZFβ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба, ф. 8.34 [2]:

ZFβ=KFα⋅Yβ/εα=1,07⋅0,914/1,65=0,593;

где KFα - коэффициент неравномерности нагрузки одновременнозацепляющихся пар зубьев, табл. 8.7 [2],

Yβ - коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба, с. 129 [2],

Yβ=1-β/140=1-12/140=0,914,

Ft=3,99⋅103 H – окружное усилие в зацеплении,

Ft=2⋅T2/d2=2⋅599,8/300,56=3,99 кН=3990 Н,

КF – коэффициент расчетной нагрузки,

КF=KFβ⋅KFV=1,1⋅1,06=1,17,

где КFβ и KFV определяются по рис. 8.15 и табл. 8.3 [2].

Условия прочности выполняются.

**2.3 Расчет валов**

2.3.1 Проектный расчет валов

Исходя из крутящих моментов на валах, конструктивно назначаем следующие диаметры валов:

1. для быстроходного – диаметр под муфту dм=28 мм,

диаметр под подшипником dп=35 мм,

1. для промежуточного вала – диаметр под колесо dк=45 мм,

диаметр под подшипником dп=35 мм,

1. для тихоходного вала – диаметр под колесом dк=50 мм,

диаметр под подшипником dп=50 мм,

диаметр под муфту dм=40 мм.

**2.3.2 Проверочный расчет тихоходного вала**

1. Назначаем материал вала – сталь 45 с σв=750 МПа и определяем средний диаметр вала, ф. 15.1 [2]



1. Радиальная сила от муфты на выходном конце вала, стр. 263 [2]



1. Определяем диаметры ступеней вала:

в местах посадки подшипников dп=50 мм;

в месте посадки колеса dк=60 мм;

в месте посадки муфты dм=40 мм.

1. Зададимся расстояниями между средними плоскостями:

зубчатого колеса и подшипников а=55 мм, b=52 мм,

подшипников l=а+b=55+52=107 мм,

подшипника и полумуфты с=71 мм.

1. Определяем реакции в опорах и строим эпюры изгибающих и крутящих моментов, см. рисунок

Найдем реакции от сил Fr и Fa2, действующих в вертикальной плоскости

Fr=2121,63 Н,

Fa2=1211,36 Н,

∑Мв=0; Fr⋅b+Ав⋅l-Fa2⋅d2/2=0;

AB=(Fa2⋅d2/2-Fr⋅b)/l=(1211⋅142,9-2121⋅52)/107=586,5 H;

Сумма проекций на вертикальную ось:

Вв-Fr-Ав=0;

Вв=Ав+Fr=586,5+2121=2707,5 Н.

Максимальный изгибающий момент в вертикальной плоскости (в месте установки колеса)

Мвкmax=Вв⋅b=2707,5⋅52=140790 Н⋅мм,

Мвк=Ав⋅а=586,5⋅55=32257,5 Н⋅мм.

Определяем реакции от сил Ft2=5698 Н, Fм=3061 Н;

∑Мв=0,

Fм⋅с+Ft2⋅b-Aг⋅l=0;

Aг=(Fм⋅c+Ft2⋅b)/l=(3061⋅71+5698⋅52)/107=4800 Н.

Сумма проекций на горизонтальную ось

Fм-Bг-Ft2+A=0;

Bг=Fм-Ft2+Aг=3061-5698+4800=2163 Н.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости под опорой В

Мив=Fм⋅с=3061⋅71=217331 Н⋅мм;

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости в месте посадки колеса

Мгк=Аг⋅а=4800⋅55=264000 Н⋅мм.

Проверим два предполагаемых опасных сечения на сопротивление усталости: под колесом, ослабленное шпоночным пазом и рядом с подшипником В, ослабленное галтелью.

Суммарные изгибающие моменты в этих сечениях



Сопротивление усталости под колесом.

Напряжения изгиба

σк=Мк/WPk=Mk/(0,1⋅dk3)=299195/(0,1⋅603)=13,85 Н⋅мм;

Напряжения кручения

τк=Т2/Wpk=T2/(0,2⋅dk3)=599,8⋅103/(0,2⋅603=13,88 Мпа;

Пределы выносливости, ф. 15.7 [2]

σ-1=0,4⋅σв=0,4⋅750=300 МПа;

τ-1=0,2⋅σв=0,2⋅750=150 МПа;

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении, табл. 15.1 [2]

Кσк=2; Кτк=1,7;

Масштабный фактор, рис. 15.5 [2]

Кdк=0,75;

Фактор шероховатости, рис. 15.6 [2]

КFK=0,9.

Амплитуды переменных и постоянных составляющих циклов напряжений, ф. 15.5 [2]

σак=σк=13,85 МПа; σmк=0;

τак=τmк=0,5⋅13,85=6,925 МПа;

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной состовляющей цикла напряжений на сопротивление усталости, ф. 15.6 [2]

ψσ=0,1; ψτ=0,05;

Запас сопротивления усталости по изгибу, ф. 15.4 [2]



Запас сопротивления усталости по кручению, ф. 15.4 [2]

Запас сопротивления усталости. ф. 15.3 [2]

Найдем сопротивление усталости сечения под подшипником. Определим соответствующие параметры

σв=Мв/Wв=Мв/(0,1⋅dп3)=217331/(0,1⋅503)=17,39 МПа;

τв=Т2/Wрв=599,8⋅103/(0,2⋅503)=23,992 МПа;

Кσв=2; Кτв=1,53; Кdв=0,72; КFв=1;



σав=σв=17,39 МПа; σmв=0;



τав=τmв=0,5⋅τв=0,5⋅23,992=11,996 МПа;



Сечение вала под подшипником В является болеенапряженным.



##### 2.4 Выбор подшипников качения



Для рассчитанного вала подберем подшипники. Принимая во внимание то, что передача косозубая (наличие осевых сил), выбираем подшипники: шариковые радиально-упорные однорядные N36207 и N36210 ГОСТ 831-75 α=120. Результаты выбора подшипников сводим в таблицу.

Таблица 2.1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Назначение  вала | Обозначение  подшипника | d,  мм | D,  мм | В,  мм | С,  Н | С0,  Н |
| Быстроходный | 36207 | 35 | 72 | 17 | 30800 | 17800 |
| Промежуточный | 36207 | 35 | 72 | 17 | 30800 | 17800 |
| Тихоходный | 36210 | 50 | 90 | 20 | 43200 | 27000 |

Определяем реакции опор А и В



Произведем расчет подшипника А, как более нагруженного.

Эквивалентная динамическая нагрузка, ф. 16. 23 [2]



Pr=(X⋅V⋅FrB+Y⋅Fa2)Kб⋅КТ=(1⋅1⋅3465+0)⋅1,1⋅1=3811,5 Н,

где V – коэффициент вращения, с. 292 [2],

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, табл. 16.4 [1]

X=1, Y=0,

так как

Fa2/C0=1211,36/27000=0,045

Fa2/(V⋅FrB)= 1211,36/3465=0,34<=0,34,

где Кб – коэффициент безопасности, табл. 16.3 [2],

Кт – температурный коэффициент, с. 292 [2].

Ресурс подшипника в млн. оборотов, ф. 16.21 [2]

L=(C/Pr)P=(43200/3811,5)3=1456,01 ч.

Проверим подшипник по статической грузоподъемности С0.

Эквивалентная статическая нагрузка, ф. 16.29 [2]

P0=X0⋅Frb+Y0⋅Fa2=0,5⋅3465+0,47⋅1211,36=2301,84 Н < C0,

где X0 и Y0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок, стр. 295 [2].

##### 2.5 Выбор и расчет шпонок

Для соединения насаживаемых на валы редуктора деталей с валом используем призматические шпонки по ГОСТ 23360-78. Размеры поперечного сечения шпонок b⋅h выбираем по указанному ГОСТу в соответствии с диаметром вала в месте установки шпонки. Длина шпонки выбирается в зависимости от длины ступицы, насаживаемой на вал детали.

Выбранные шпонки проверяются на смятие по формуле



где Т – передаваемый момент, Н⋅м; d – диаметр вала, мм; h – высота шпонки, мм; [σсм] – допускаемое напряжение смятия, МПа; при стальной ступице и спокойной нагрузке [σсм]=80…120 МПа; t1 – глубина посадки шпонки в вал, мм; lр – рабочая длина шпонки, мм; при скругленных концах lр=l-b; l – длина шпонки, мм. Результаты выбора и расчета шпонок сводим в таблицу.

Таблица 2.2

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Назначение  вала | Т,  Н⋅м | d,  мм | b,  мм | h,  мм | t1,  мм |
| Быстроходный | 44,2 | 28 | 8 | 7 | 4 |
| Промежуточный | 134 | 45 | 14 | 9 | 5,5 |
| Тихоходный | 599 | 60 | 18 | 11 | 7 |
| Тихоходный | 577 | 40 | 12 | 8 | 5 |

**3. Смазка редуктора**

По рекомендациям [5] при окружной скорости погружаемого в масло колеса до 12,5 м/с в редукторе применяем картерный непроточный способ смазки. Смазка осуществляется путем окунания зубчатого колеса быстроходной ступени в маслянную ванну. Во избежание больших потерь при разбрызгивании глубина погружения зубчатого колеса не должна превышать 5m=5⋅1,5=7,5 мм.

При отношении для быстроходной ступени

σh3/v=19,1⋅106

по рекомендациям требуемая кинематическая вязкость масла v50=32.

Принимаем для смазки редуктора масло индустриальное И-30А ГОСТ20799-75.

**Список использованных источников**

1. Рогачевский Н.И., Кравец Н.Ф. Проектирование узлов и деталей машин. Техническое предложение и эскизный проект. - Могилев: ММИ, 1997. - 24с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей ВУЗов. – М.: Высшая школа, 1984. – 336 с.
3. Кузьмин А.В. и др. Расчеты деталей машин. – Мн.: Выш. школа, 1986. – 400 с.
4. Рогачевский Н.И. Расчет цилиндрических зубчатых передач на ЭВМ в режиме диалога: Методические указания. – Могилев: ММИ, 1992. – 23 с.
5. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.