## Министерство образования и науки Украины

## Национальный аэрокосмический университет им Н.Е. Жуковского

«ХАИ»

Кафедра 202

Пояснительная записка к курсовому проекту

дисциплина Конструирование машин и механизмов

Расчет и проектирование механизма поворота руля

Исполнитель:

студент В.Н. Полищук

Харьков - 2005

**Реферат**

Данный проект является первой конструкторской работой. Работа является завершающим этапом в цикле базовых общетехнических дисциплин.

Основными задачами являются:

1. расширить и углубить знания, полученные при изучении предшествующих курсов;
2. усвоить принцип расчета и конструирования типовых деталей и узлов;
3. ознакомиться с ГОСТами и т.п.

В ходе курсового проекта были спроектированы механизм поворота плеча (модуль 2), коническая передачи одноступенчатого конического редуктора и дополнительная клиноременная передача, проведены проверочные расчеты шестерни и колеса конической передачи, а также быстроходного и тихоходного валов, болтовых соединений.

В ходе расчетов были разработаны следующие чертежи: сборочный чертеж одноступенчатого конического редуктора с дополнительной клиноременной передачей и его основных узлов – тихоходного вала и зубчатого конического колеса.

**Исходные данные**

Угол поворота .

Угловая скорость поворота .

Частота вращения электродвигателя .

Момент сопротивления повороту плеча .

Срок службы .

**Введение**

Манипуляционный робот содержит две органически связанные части устройство управления и манипулятор. Устройство управления включает в себя чувствительные устройства, элементы обработки и хранения информации, устройство управления приводами. Манипулятор с точки зрения механики и теории механизмов - сложный пространственный управляемый механизм с несколькими степенями свободы, содержащий жесткие и упругие звенья, передачи и приводы.

Движения манипулятора осуществляется от приводов, которые могут располагаться на подвижных звеньях или на подвижном основании. Число приводных двигателей обычно равно числу степеней свободы манипулятора, хотя во время выполнения технологических операций на систему могут накладываться дополнительные связи. Передача движения от двигателя к звеньям механизма выполняется с помощью передаточных механизмов различного вида. Система таких механизмов при расположении приводов на основании может быть достаточно сложной.

Технологические возможности и конструкцию промышленных роботов определяют следующие основные параметры: грузоподъемность, число степеней подвижности, форма и размеры рабочей зоны, погрешность позиционирования и тип системы управления.

В машиностроении используют принципы агрегатно-модульного построения промышленных роботов.

Агрегатный модуль - это функционально и конструктивно независимая единица, которую можно использовать индивидуально и в соединении с другими модулями с целью создать промышленные роботы с заданными компоновочными схемами, характеристиками и типом устройства управления.

Рассмотрим промышленный робот для обслуживания станков с числовым программным управлением ЧПУ М20П 40.01 с агрегатно-модульным принципом построения. Он предназначен для автоматизации операции «установка-снятие» заготовок и деталей, смены инструмента и других вспомогательных операций при обслуживании станков с ЧПУ.

Промышленный робот включает в себя следующие механизмы различного исполнения: поворота (М1); подъема и опускания (М2); выдвижения руки (М3);поворота кисти руки (М4).

ЧПУ позиционного типа обеспечивает управление перемещением руки в цилиндрической системе координат, цикловое управление движениями кисти и зажимом-разжимом схвата, подачу команд пуска циклов работы станков и другого технического оборудования, а также прем ответных команд после выполнения этих циклов.

Механизм поворота руля робота (модуль М2) содержит электродвигатель постоянного тока, зубчато-ременную и коническую передачи.

Задание на курсовой проект включает в себя упрощенную кинематическую схему механизма робота. Кинематическая схема фактически снимает необходимость обоснования выбора типа механической передачи. Однако для того чтобы решить, какой передаточный механизм предпочтительнее, необходимо учесть условия работы, допускаемые габариты, расходы на технологичность конструкции, стоимость механизма и ряд других факторов.

**Список условных обозначений, символов, сокращений**

 - эффективная мощность, кВт;

 - мощность двигателя, кВт;

- диаметр троса, мм;

 - диаметр барабана, мм;

 - передаточное отношение;

 - крутящий момент, Нмм;

 - допускаемое контактное напряжение, МПа;

 - изгибное допускаемое напряжение, МПа;

 - делительный диаметр, мм;

 - модуль зацепления;

 - межосевое расстояние, мм;

 - диаметр вершин зубьев, мм;

 - диаметр впадин зубьев, мм;

 - ширина зубчатого венца, мм;

 — базовое число циклов перемены напряжений;

 — расчетное число циклов перемены напряжений;

 — запас прочности по нормальным напряжениям;

 — запас прочности по касательным напряжениям;

 — общий запас прочности;

 — окружная сила, H;

 — радиальная сила, H.

**1. Определение основных параметров сборочного узла**

## **Определение мощности двигателя и элементов исполнительного органа**

### Мощность двигателя определяется, как

,

- КПД всего механизма, находится по формуле:



где  - КПД муфты,

 - КПД подшипника,

 - КПД конической зубчатой передачи,

 - КПД зубчатой ременной передачи.

По рассчитанной мощности выбираю двигатель . Мощность выбранного двигателя должна быть больше рассчитанной мощности, т.е. следует выбирать из каталога двигатель ближайший большей мощности.

Из конструкторских соображений я выбрала двигатель типа ПСПТ-12.

Таблица 1 – Параметры двигателя ПСПТ-12

|  |  |
| --- | --- |
| Параметры | Размерности |
| Номинальная мощность, кВт | 0,18 |
| Номинальный момент, Нм | 0,42 |
| Номинальная частота вращения, мин-1 | 4000 |
| Кратность пускового момента | 9,5 |
| Момент инерции, 10-2 кгм2 | 0,25 |
| Масса, кг | 7,0 |

**1.2 Определение передаточного отношения редуктора**

Истинное передаточное отношение редуктора находим по формуле:

.

##### Разбиваем передаточное отношение на ступени

,

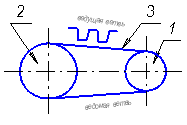
где  - передаточное отношение зубчатоременной передачи;

 - передаточное отношение конической ступени.

**2. Расчет зубчатой ременной передачи**

Перспективным видом гибкой связи являются зубчатые ремни. Они имеют высокую тяговую способность и сравнительно большой КПД. Передачи этого типа работают без смазки, устойчивы к действию абразивных и агрессивных сред, просты в эксплуатации.

В отличие от плоских, клиновых и поликлиновых передач в зубчатых ременных передачах движение передается посредством сил трения, а также зацеплением ремня и шкивов, т.е. устанавливается достаточно жесткая кинематическая связь между ведущими и ведомыми звеньями механизмов.



Простейшая передача с зубчатым ремнем состоит из ведущего 1, ведомого 2 шкивов и охватывающего их зубчатого ремня 3.

Расчет зубчатоременной передачи ведем в следующей последовательности.

1. Определяем момент, мощность и частоту вращения на ведомом шкиве зубчатоременной передачи:

- вращающий момент на ведущем шкиве:

.

- момент ;

- частота вращения ;

- мощность .

2. По величине крутящего момента на ведущем шкиве выбираем модуль зубчатого ремня : .

3. Определяем число зубьев малого (ведущего) шкива. По  находим, что минимальное число зубьев малого шкива не должно быть меньше 12, поэтому в качестве расчетных чисел зубьев принимаем .

4. При выбранном передаточном отношении  определяем число зубьев ведомого шкива по формуле:

.

5. Диаметры делительных окружностей шкивов рассчитываем по формулам:

;

.

6. Вычисляем скорость ремня  используя зависимость:

.

7. Действительная частота вращения ведомого шкива

.

Уточненное передаточное отношение

.

8. Межосевое расстояние вычисляем по формуле:

.

9. Определяем требуемую длину ремня при заданном межосевом расстоянии



.

10. Определяем число зубьев ремня  и округляем его до стандартного :

.

Принимаем  и уточняем длину ремня

.

11. Силу, передаваемую зубчатым ремнем, вычисляем по формуле:

.

Коэффициент  принят равным единице для спокойной пусковой нагрузки .

12. Расчетную допускаемую удельную силу на ремне определяем по зависимости:

,

где   - допускаемая удельная сила,

  - коэффициент передаточного отношения,

,

 (для однороликового прижимного устройства).

.

13. Определяем числа зубьев ремня, находящихся в зацеплении с ведущим и ведомым шкивами:

;

,

;

.

Таким образом,

 принимаем ;

 принимаем .

14. Определяем необходимую ширину ремня:

,

где   - погонная масса,

  - коэффициент, учитывающий наличие неполных витков каната у боковых поверхностей ремня.

.

Принимаем ширину ремня в соответствии со стандартным рядом  .

15. Рассчитываем удельные давления на рабочих поверхностях зубьев ремня и сравниваем их с допустимыми :

,

где ,  .

Из  выбираем , т.е. .

16. Величину начального натяжения ремня  вычисляем по эмпирической зависимости

.

17. Силу, действующую на вал передачи, определяем по формуле:

.

18.Для динамического анализа зубчатой ременной передачи рассчитываем критическую линейную скорость ремня в такой последовательности:

а) по  (для ремня с ) находим его собственную частоту:

;

б) определяем натяжение ведущей и ведомой ветвей ремня:

;

;

в) определяем деформацию одного шага ведущей и ведомой ветвей ремня:

;

,

,

т.к.   - податливость каркаса ремней.

Таким образом,

;

;

г) находим критическую скорость зубчатого ремня



.

Получаем для ведущей ветви

;

для ведомой цепи

.

Скорость ремня . Следовательно, передача работает в дорезонансной зоне  и не требует корректировку параметров.

Полученные в результате расчета основные параметры стандартного зубчатого ремня и шкивов сведем в табл.2.

Таблица 2 - Основные параметры зубчатого ремня и шкивов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и результаты  расчета |
| Модуль зацепления, мм |  | 1,5 |
| Число зубьев ремня |  | 180 |
| Шаг ремня, мм |  | 4,71 |
| Ширина зуба ремня, мм |  | 1,5 |
| Высота зуба ремня, мм |  | 1,2 |
| Толщина каркаса ремня, мм |  | 2,2 |
| Расстояние от впадины зуба до нейтрального слоя ремня, мм |  | 0,4 |
| Угол профиля зуба, град |  | 50 |
| Ширина ленты, мм |  | 32 |
| Ширина зуба шкива, мм |  | 1,5 |
| Высота зуба шкива, мм |  |  |
| Межосевое расстояние, мм |  | 270 |
| Делительный диаметр ведущего шкива, мм |  | 45 |
| Делительный диаметр ведомого шкива, мм |  | 135 |
| Диаметр вершин зубьев ведущего шкива, мм |  |  |
| Диаметр вершин зубьев ведомого шкива, мм |  |  |
| Диаметр впадин зубьев ведущего шкива, мм |  |  |
| Диаметр впадин зубьев ведомого шкива, мм |  |  |
| Радиус закругления головки зуба, мм |  |  |
| Радиус закругления ножки зуба, мм |  |  |
| Длина зуба, мм |  |  |

**3. Расчет конической прямозубой передачи**

Привод от электродвигателя .

Мощность, подводимая к валу шестерни .

Частота вращения шестерни .

Срок службы .

Принимаем число зубьев шестерни равное .

По заданному передаточному отношению вычисляем число зубьев колеса:

.

Определяем частоты вращения и угловые скорости валов:

* + ведущего:

* + ведомого:

 .

**3.1 Проектировочный расчет**

Определение числа циклов перемены напряжений колеса и шестерни и числа зубьев эквивалентных цилиндрических колес

Числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса:





где  и  - количество контактов зубьев шестерни и колеса соответственно за один оборот (принимаем их равными 1).

Определим числа зубьев эквивалентных цилиндрических колес:

;

.

Определение допускаемых напряжений

Определение контактных допускаемых напряжений

,

где  - предел контактной выносливости



 - коэффициент безопасности при объемной закалке равен 1,1.

 - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности сопряженных зубьев, принимают в зависимости от класса шероховатости: для 8-го класса - .

 - коэффициент долговечности, так как  и , то 

Принимаем окружную скорость , тогда для открытых передач  для  .



.

В качестве расчетного значения принимаем .

Определение изгибных допускаемых напряжений

,

так как  и , то .

Коэффициент безопасности при работе зубьев на изгиб

,

где  - коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса и степень ответственности передачи;

(для поковок) - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки колеса.

Тогда

.

 - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба. Для шлифованных и фрезерованных зубьев при классе шероховатости не ниже 4-го .

 - коэффициент, учитывающий упрочнение переходной поверхности зуба. При отсутствии упрочнения .

 - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки:  - при работе зубьев одной стороной

 по 

.

Определение предельных допускаемых напряжений



.

Определение коэффициентов расчетной нагрузки

# Коэффициенты расчетной нагрузки соответственно при расчетах на контактную и изгибную выносливость

# ,

где  и  - коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий ;

 - коэффициенты динамичности нагрузки .

Определение среднего диаметра шестерни по начальному (делительному) конусу



где  по- коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра;

 - для стальных колес при 20-градусном зацеплении без смещения рекомендуется принимать при расчете прямозубых конических передач.

Вращающий момент на валу колеса:

.

Таким образом,

.

Из конструктивных соображений принимаем .

Определение модуля в среднем сечении зуба, конусного расстояния и внешнего окружного модуля

Модуль в среднем сечении зуба

.

Конусное расстояние

,

где  - ширина зубчатого венца.

Внешний окружной модуль



Округляя это значение до ближайшего стандартного по ГОСТ9563-60, получаем .

Уточняем  и :

;



**3.2 Проверочный расчет**

Проверка передачи на контактную выносливость

,



- коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;



- коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;



- коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Уточняем окружную скорость:

.

Уточняем коэффициент расчётной нагрузки:

,



- удельная окружная динамическая сила;



 - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев;

 - коэффициент, учитывающий влияние разности основных шагов зацепления зубьев шестерни и колеса;



- удельная расчётная окружная сила в зоне наибольшей концентрации;



- полезная окружная сила.

Cследовательно,

;

;

.

Определю удельную расчётную окружную силу:

,

,

таким образом, недогрузка 3,2%.

Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость



Определю коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса:

 для 

 для 

, ,

так как 84,7<90,6 проверяем зуб шестерни:

.

,

где  - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, при 5-й степени точности

; ;

 - коэффициент, учитывающий наклон зубьев

.

Определение геометрических и других размеров колеса и шестерни

Половины углов при вершинах делительных (начальных) конусов шестерни и колеса находим из равенства



Конусное (дистанционное) расстояние .

Диаметры вершин зубьев по большому торцу равны:

;

.

Диаметры окружностей впадин по большому торцу равны:

;

.

Углы головок и ножек зубьев шестерни и колеса соответственно равны



Половины углов конусов вершин зубьев (конусность заготовок) шестерни и колеса соответственно равны:



Определяем диаметр отверстия под вал в колесе:

,

,

.

Принимаем из конструктивных соображений .

**4. Проектировочный и проверочный расчет некоторых деталей и узлов**

**4.1 Тепловой расчет**

Необходимо провести проверку температуры масла  в редукторе, которая не должна превышать допускаемую . Температура воздуха вне корпуса редуктора . Температура масла  в корпусе цилиндрической передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения определяется по формуле:

,

где  - площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора;

=9…17Вт/()- коэффициент теплопередачи.

<.

### **4.2 Проверка по критерию "теплостойкость"**

Определение количества тепла, образующегося вследствие потерь мощности.

,

где η=0,918% – КПД редуктора;

 – мощность на ведущем вале:

.

Таким образом,

.

двигатель передача редуктор шкив

# **4.3 Расчет валов**

Основными условиями, которым должна отвечать конструкция вала являются достаточная прочность, обеспечивающая нормальную работу зацеплений и подшипников; технологичность конструкции и экономию материала. В качестве материала для валов используют углеродистые и легированные стали.

Расчет вала выполняется в четыре этапа:

* Ориентировочный расчет на кручение;
* Расчет на сложное сопротивление (кручение, изгиб);
* Расчет на выносливость.

За материал валов принимаем сталь 12ХН3А, с характеристикой:

- временное сопротивление разрыву;

- предел выносливости при симметричном цикле напряжений изгиба;

- предел выносливости при симметричном цикле напряжений кручения;

-коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении.

Ориентировочный расчет валов на кручение

Определим потребный диаметр вала на ведущем шкиве учитывая прочностные характеристики.



где Т – крутящий момент на валу

[кр] – допускаемое напряжения при кручении.



Так как расчётная величина является очень малой конструктивно для удобства и возможности шпоночного соединения выбираем вал с d=10 мм, при этом выигрывая большой запас прочности и такой же диаметр имеет вал электрического двигателя, а это упрощает задачу конструирования.

Определим потребный диаметр вала на ведомом шкиве учитывая прочностные характеристики.



Принимаем диаметр вала d=15 мм, это нам даст большой запас прочности и облегчит задачу проектирования.

Определим потребный диаметр тихоходного вала конического редуктора учитывая прочностные характеристики.



Принимаем диаметр вала d=20 мм, это нам даст большой запас прочности и облегчит задачу проектирования.

## Расчет валов на сложное сопротивление

Для расчета вала на сложное сопротивление необходимо составить его расчетную схему:

- разметить точки, в которых расположены условные опоры;

- определить величину и направление действующих на вал сил: окружной , радиальной , осевой . А также точки их приложения.

Приведем расчет тихоходного вала (поз.13):



Рис.3 – Расчетная схема тихоходного вала на сложное сопротивление

Длины расчетных участков находятся после предварительного проектирования:



Реакции опор для входного вала:







Определим реакции опор:



.

.

.

Построим эпюры моментов для тихоходного вала:

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

.



.



Рис.5 – Эпюра изгибающего момента в горизонтальной плоскости для тихоходного вала

Максимальный изгибающий момент действует в сечении III – .

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости

.

.

Максимальный изгибающий момент действует в сечении II –.



Рис.6 – Эпюра изгибающего момента в вертикальной плоскости для тихоходного вала

Построим эпюру крутящего момента для быстроходного вала.

.

Рис.7 – Эпюра крутящего момента для тихоходного вала

Приведенный момент



Максимальный приведенный момент

;

.

Наиболее опасным является третье сечение.



Рис.8 – Эпюра приведенного момента для тихоходного вала

Расчет валов на выносливость[1]

Для примера будем рассчитывать тихоходный вал.

Определим коэффициент запаса прочности  быстроходного (рис.13) вала двухступенчатого цилиндрического редуктора.



Рис.9 – Расчетная схема тихоходного вала на выносливость

1.а) Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении I-I. Концентрация напряжений в этом сечении обусловлена наличием шестерни. Находим эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении от шестерни. При , ; масштабный коэффициент для вала  ; коэффициент состояния поверхности при шероховатости  . Эффективный коэффициент концентрации напряжений для данного сечения вала при изгибе и кручении в случае отсутствия технологического упрочнения:



б) Находим запас прочности для касательных напряжений.

Напряжение кручения

.

Амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения

.

Запас прочности для касательных напряжений 

.

2. Определяем эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении вала в сечении II-II, вызванные посадкой внутреннего кольца подшипника на вал. Для вала с , .

Определяем запас прочности для касательных напряжений:

,

## здесь напряжение кручения:

## ,

## амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения

## .

**4.4 Расчет подшипников на долговечность**

Основные критерии работоспособности подшипников качения – его динамическая и статическая грузоподъемности. Метод подбора по динамической грузоподъемности применяют в случаях, когда частота вращения кольца превышает .

Исходя из конструкции механизма, подбираем:

1) шариковый однорядный подшипник (поз.18) номер 1000904 ГОСТ 8338-75:



Необходимо обеспечить номинальную долговечность  при условии, что  

а) Выбираем коэффициенты X и Y. Отношение  этому соответствует [7, табл. 12.26] . Поскольку , то .

б) Определяем эквивалентную нагрузку

.

в) Определяем расчетную долговечность по формуле:

,

где  - показатель степени:  - для шарикоподшипников;  - для роликоподшипников.

Такая расчетная долговечность приемлема.

**4.5 Расчет шпоночного соединения**



Рис.9 – Призматическая шпонка

Принимаем на быстроходном валу призматическую шпонку с размерами , длина шпонки  по ГОСТ 23360-78 (поз.16). Выбранную шпонку проверяем на смятие:

,

где - передаваемый момент;

 - диаметр вала;

 - допускаемое напряжение на смятие: при стальной ступице и спокойной нагрузке ; при чугунной – вдвое меньше. В случае неравномерной или ударной нагрузки  на 25-40% ниже.

Проверим на смятие призматические шпонки на тихоходном валу.

а) призматическая шпонка с размерами , длина шпонки  по ГОСТ 23360-78 (поз.43):

.

б) призматическая шпонка с размерами , длина шпонки  по ГОСТ 23360-78 (поз.39):

.

**4.6 Проверочный расчет болтов крепления двигателя к корпусу**



Tкр = Tдв.

Мтр > Tдв.

Мтр = кTдв

Мтр =FзатfZD/2

К – коэффициент запаса;

Tдв – крутящий момент двигателя;

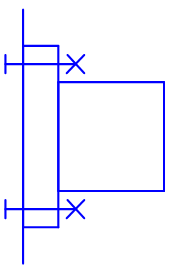
f = 0.15…0.2 коэффициент трения в стыке деталей

Z – количество болтов соединения

Определим диаметр болтов из условия прочности на срез:







Материал болта: Ст. 3

в = 380 МПа

Т = 220 МПа

-1 = 130 МПа

Определим допускаемое напряжения

[р]=0.3Т=0.3220=66МПа



Выбираем болт М8 относительно габаритов двигателя.

**5. Смазывание подшипников и передач**

Смазка подшипников качения предназначена для уменьшения потерь мощности на трения, демпфирование нагрузки, снижения риска износа и коррозии контактирующих поверхностях, уменьшения шума и лучшего отвода теплоты, заполнения зазоров в уплотнениях, обеспечивая этим герметичность подшипникового узла. Применяют жидкие (минеральные масла и др.) и пластичные (солидолы, консталины и др.) смазочные материалы.

На практике стремятся смазывать подшипники тем маслом, которым смазывают детали передач. При внутренней смазки колёс подшипники качения смазывают брызгами масла. При окружной скорости колёс = 1 м/с брызгами масла покрывают все детали передачи и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, с валов и со стенок корпуса масло попадает в подшипники.

Минимальный уровень масляной ванной ограничивают центром нижнего тела качения подшипников. В ряде случаев для обеспечения надежного смазывания зацепления шестерню или червяк и подшипник быстроходного вала погружают в масло. В этом случае избегание попадания продуктов износа передачи зубчатых колес, червяков и др., а также излишнего пожива маслом подшипники защищаются маслозащитными кольцами и мембраной. Особенно если на быстроходном валу установлены косозубые или шевронные колёса либо червяк, т.е. когда зубья колес или витки червяка гонят масло на подшипник и заливают его, вызывая разогрев последнего.

Добавления жидкого масла производят не реже одного раза в месяц, а через каждые 3…6 месяцев полностью заменяют.

Пластичные смазные материалы применяют при окружной скорости колёс = 1 м/с для смазывания опор машин, работающих в среде, содержащей вредные смеси и примеси, и там, где необходима работа машин (в химической, пищевой и текстильной промышленности).

Учитывая все вышесказанное для нашего механизма мы выбираем такую смазку как ”Солидол С”.

ГОСТ 4366-64

Предельная прочность на сдвиг, г/см2.

20 - 2-6

1. - 2-4

Вязкость при t

0 <= 2000

20 <=400-1000

водостойкость - хорошая

t применяемая -30 - 70

**6. Компоновка и разработка чертежа редуктора**

Размеры валов и подшипников в значительной мере определяются компоновочными размерами прямозубых цилиндрических и конических передач, взаимным расположением агрегатов привода, заданными габаритными размерами привода.

Поэтому после расчета передач и установленных размеров их основных деталей приступают к составлению компоновочных чертежей узлов, агрегатов и всего привода.

Компоновка привода определяется его назначением, предъявленными к нему требованиями, зависит от компоновки отдельных агрегатов.

Механизм в данном проект можно оставлять стандартным (протоколом М2), но учитывая особенности расчётов. Конструкция механизма поворота руля робота показана на формате А1 в приложении к курсовой работе.

Конструкция выполняется по расчетам, но выбирается по конструктивным соображениям и стандартами с явным запасом прочности. Это облегчает задачу проектирования механизма, но этот проект даёт только навыки к проектированию. На самом деле при более серьезной проектировке надо рассчитывать каждый элемент механизма и, по возможности, выбирать таковой согласно стандартом.

**Заключение**

При выполнении данного курсового проекта мы приобрели навыки в проектировании и конструировании механизмов и деталей машин, а также навыки в использовании справочной литературой.

Рассчитывались коническая и зубчатая ременная передачи. Все параметры были рассчитаны и подобраны в соответствии с ГОСТами, что несомненно облегчит сборку данного модуля на производстве и обеспечит качественную его работу.

Такая схема модуля поворота руля применяется часто. Зубчатая ременная передача в совокупности с конической передачей позволяет обеспечить высокую точность позиционирования, тихоходность и сравнительно небольшие потери мощности.

При более глубоком подходе к проектированию механизма нужно пересмотреть корпусные детали, направляющие и соединительные элементы и детали.

**Список используемой литературы**

1. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин, Х.: Основа, 1991, 276с.

2. Анурьев В.И. «Справочник конструктора-машиностроителя» (3 тома). М.,1980.

3.Назин В.И. Проектирование механизмов роботов.- Х: «ХАИ», 1999 – 136с.

4.Бейзедьман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. ”Подшипники качения” (справочник),М. “Машиностроение”,1975, 574с.

5. Иванов М.Н. Детали машин. Учебн.М.: Высшая школа, 1984, 336с.

6. Чернин И.М., Кузьмин А.В., Ицкович Г.М. «Расчеты деталей машин» (справочное пособие). Издание 2-е, переработанное и дополненное. – Минск: «Высшая школа», 1978 – 472с.

7. Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Боков К.Н. «Проектирование механических передач». Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. Издание пятое, переработанное и дополненное. – Москва: «Машиностроение», 1984 – 560с.