***Курсовой проект***

***По дисциплине «Машины и механизмы»***

***Тема:***

Одноступенчатый горизонтальный цилиндрический редуктор

с шевронным зубом и клиноременной передачей

***Содержание.***

 Введение 3

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет 4
2. Расчет клиноременной передачи 6
3. Расчет зубчатых колес редуктора 10
4. Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников 15
5. Конструктивные размеры и колеса 16
6. Конструктивные размеры корпуса редуктора 17
7. Первый этап компоновки редуктора 18
8. Проверка долговечности подшипников 19
9. Второй этап компоновки редуктора 25
10. Проверка прочности шпоночного соединения 26
11. Уточненный расчет валов 29

 12. Подбор муфты 31

 Заключение 34

 Литература 33

***Введение.***

**Привод** – устройство приводящие в движение машину или механизм с преобразованием подводной энергии.

Приводы бывают механические, электрические, комбинированные, кинематические.

**Редуктором** называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепные или ременные передачи.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращательного момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам: типу передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные); числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.); типу зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т. д.) относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные); особенностям кинематической схемы (развернутая, соосная, и т. д.)

**Проектирование** - это разработка общей конструкции изделья.

**Конструирование** – это дальнейшая детальная разработка всех вопросов, связанных с воплощением принципиальной схемы в реальную конструкцию.

**Проект** – это техническая документация, полученная в результате проектирования и конструирования.

**Цель работы:** рассчитать спроектировать и сконструировать одноступенчатый горизонтальный цилиндрический редуктор с шевронным зубом и клиноременную передачу для привада шестеренного насоса.

1. **ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КЕНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ**

Определим общий КПД привода

 КПД цилиндрической зубчатой закрытой передачи, η1=0,97; КПД ременной передачи, η2=0,96; КПД учитывающий потери пары подшипников, η3=0,99.

* 1. Определим требуемую мощность двигателя

* 1. По требуемой мощности Pтр.=5,9 кВт выбираем электродвигатель трехфазный короткозамкнутый серии 4А, закрытый, обдуваемый, с синхронной частотой вращения
1. синхронная частота: 3000 об/мин.

тип двигателя: 4А112М2У3

скольжение: 2,5%

номинальная частота вращения: nдв.=2900 об/мин.

 2) синхронная частота: 1500 об/мин.

 тип двигателя: 4А132S4У3

 скольжение: 3,0%

 номинальная частота вращения: nдв=1455об/мин.

 3) синхронная частота: 1000 об/мин

 тип двигателя: 4А132М6У3

 скольжение: 3,2%

 номинальная частота вращения: nдв=870об/мин.

* 1. Определим общее передаточное число



 где U1- передаточное число клиноременной передачи; U2- передаточное число зубчатой передачи.

Принимаем U2=5.5, найдем **U1=U/U2.**

 Окончательно принимаем двигатель типа 4А112М2У3 с синхронной частотой вращения 3000 об/мин.

U1=2,43, U2=5,5, номинальная частота вращения nдв.=2975 об/мин.

1.5 Определим частоту вращения валов редуктора

1.6 Определим угловую скорость вращения

1.7 Определим вращающий момент

* 1. Определим мощность на валах

**2. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ**

 Исходные данные для расчета: передаваемая мощность Ртр.=5,9 кВт; частота вращения ведущего шкива nдв.=2975 об/мин; передаточное отношение U1=2,5; скольжение ремня ε =0,015.

По номограмме /1,рис. 7,3/ в зависимости от частоты вращения меньшего шкива nдв.=2975; и передаваемой мощности Ртр.=5,9 кВт принимаем сечение клинового ремня А.

2.1 Определим диаметр меньшего шкива /1, формула 7.25/

 Согласно/1, таб. 7,8/ с учетом того, что диаметр шкива сечения А недолжен быть менее 100 мм, принимаем d1=100 мм.

2.2 Определим диаметр большего шкива /1, формула 7.3/

Принимаем d2=240 мм. /1, стр. 120/

2.3 Уточним передаточное отношение

При этом угловая скорость:

т.к расхождение с первоначальными данными равно нулю, следовательно, окончательно принимаем диаметры шкивов d1=100 мм, d2=250 мм.

2.4 Определим межосевое расстояние ар следует принять в интервале /1, формула 7,26 /

Высота сечения ремня: Т0=8 /1, таб. 7.7/

Принимаем предварительно близкое значение ар=400 мм.

2.5 Определим расчетную длину ремня /1, формула 7.7/

Ближайшее значение по стандарту /1, таб.7.7/ L=1400 мм.

2.6 Определим уточненное значение межосевого расстояния ар с учетом стандартной длины ремня L /1, формула 7.27/

где





 При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния на **0,01L=0,01\*1400=14** мм для облегчения надевания ремней на шкивы и возможность увеличения на **0,025L=0,025\*1400=35** мм для увеличения натяжения ремня.

* 1. Определим угол обхвата меньшего шкива /1, формула 7,28/

* 1. Определим коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации передачи /1, таб. 7.10/ Ср=1,0.
	2. Определим коэффициент, учитывающий влияние длины ремня /1, таб. 7.9/

 для ремня сечения А при длине L=1400 коэффициент СL=0.98.

* 1. Определим коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата

 /1, пояснения к формуле 7.29/

 при α1=160º коэффициент Сα=0,95.

* 1. Определим коэффициент, учитывающий число ремней в передаче /1, пояснения к формуле 7.29/: предполагая, что число ремней в передачи будет от 4 до 6 примем коэффициент Сz=0,90
	2. Определим число ремней в передаче /1, формула 7.29

гдеР0- мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, кВт /1, таб. 7.8/; для ремня сечения А при длине L=1700 мм, работе на шкиве d1=100 мм и U1≥3 мощность Р0=1,76 кВт (то, что L=1400 мм, учитывается коэффициентом СL);

 Принимаем: z=4.

2.13 Определим натяжение ветви клинового ремня /1, формула 7.30/

где скорость ; θ- коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил /1, пояснения к формуле 7.30/; для ремня сечения А коэффициент θ=0,1 Н\*с2/м2.

* 1. Определим давление на валы /1, формула 7.31/

2.14 Определим ширину шкива Вш /1, таб. 7.12/

**3. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС РЕДУКТОРА**

 Выбираем материал для зубчатых колес. Для шестерни сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость HB=270; для колеса сталь 40Х термообработка – улучшение, твердость

3.1 Определим допускаемое контактное напряжение /1, формула 3.9/

 **/**1,таб. 3.2**/** для колеса **σH lim b=2HB+70 –** предел контактной выносливости при базовом числе циклов; NHO – базовое число циклов; NHE- срок службы; KHL- коэффициент долговечности; [SH]-коэффициент безопасности.

 При HB 200-500 NHO=6\*107.

 При реверсивности привода **NHE=30nt,** где n- частота вращения, t- срок службы.

 т.к.

 где[σH1],[σH2]-допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса.

 478,5≤626- условие выполнено.

 При симметричного расположения зубчатого колеса относительно опоры коэффициент KHβ=1,15 /1, таб. 3.1/

Коэффициент ширины венца для шевронного зуба ψba=0.5

3.2 Определим межосевое расстояние /1. формула 3.7/

 где Ka=43-для шевронного колеса.

 Примем аw=125 мм.

3.3 Определим модуль зацепления

 по ГОСТ 9563-60 mn=1,2 мм.

 Примем предварительно угол наклона зубьев β=25º

3.4 Определим число зубьев шестерни

 принимаем z1=27. Тогда

 Уточним значения угла наклона зубьев

 угол β=28º9΄.

3.5 Определим основные размеры шестерни и колеса

 а) делительные диаметры:

 Проверим межосевое расстояние:

 б) диаметры вершен зубьев:

 в) ширина колеса и шестерни:

 г) коэффициент ширины шестерни по диаметру:

3.6 Определим окружную скорость колес



 т.к. υ<10 м/с степень точности принимаем равную 8.

3.7 Определим коэффициент нагрузки

 /1, таб. 3.5/ при ψbd=1,8,твердости HB<350 и симметричном расположении колес коэффициент KHβ=1,11.

 /1, таб. 3.4/ при υ=1,09 м/с и 8-й степени точности коэффициент KHα=1,09.

 /1, таб. 3,6/ для шевронных колес при скорости менее 5м/с коэффициент KHυ=1,0.

 Проверим контактное напряжения /1, формула 3.6/

 ,

 σH≤[σH]- условия прочности выполнено.

3.8 Определим силы действующие в зацеплении

 а) окружная:

 б) радиальная:

 Проверка зубьев на выносливость /1, формула 3.25/

 где Коэффициент нагрузки

 /1, таб. 3.7/ при ψbd=1,62,твердости HB<350 и симметричном расположении колес коэффициент KFα=1,25.

 /1, таб. 3.8/ для шевронных колес при скорости до 3 м/с коэффициент KFυ=1,1.

 Коэффициент, учитывающий форму зуба, YF зависит от эквивалентного числа зубьев zυ /1, формула 3.25/

 у шестерни

 у колеса



 Коэффициенты YF1=3,7, YF2=3,6 /1, стр 42/

 Определим коэффициенты Yβ и KFα /1, формула 3.25/

где средние значение коэффициента торцового перекрытия εα=1,5; степень точности n=8.

 Допускаемое напряжение при проверки на изгиб /1, формула 3.24/

 /1, таб. 3.9/ для стали 40Х улучшенной придел выносливости при отнулевом цикле изгиба **σoFlim b=1,8HB МПа,**

 для шестерни

 для колеса

 Коэффициент безопасности **[SF]=[SF]΄[SF]΄΄** /1, формула 3.24/

 /1, таб. 3.9/ [SF]΄=1,75 для стари 40Х улучшенной, коэффициент [SF]΄΄=1 для поковок и штамповок.

 Допускаемые напряжения:

 для шестерни

 для колеса

 т.к. реверсивность привода [σF2] уменьшаем на 20%, [σF2]=201,6 МПа.

 Проверку на изгиб следует проводить для зубчатого колеса, для которого отношение **[σF]/ YF** меньше.

 для шестерни

 для колеса

 Проверку на изгиб проводим для колеса /1, формула 3.25/

 σF2≤[σF2]-условие прочности выполнено.

**4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА И ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ**

4.1 Ведущий вал

 Вращающий момент: Т1=45,4 Н\*м.

 Допускаемое напряжение на кручение примем [τк]=20 МПа.

 Окончательно принимаем dп1=25 мм.

4.2 Ведомый вал

 Вращающий момент: Т2=240 Н\*м,

 Допускаемое напряжение на кручение примем [τк]=25 МПа.

 Окончательно принимаем dв2=35 мм.



 Окончательно принимаем dп1=40 мм.

4.3 Диаметр под зубчатым колесом

 где r=2,5

 Окончательно принимаем dк=50 мм.

 Принимаем радиальные роликоподшипники легко узкая серия.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение | d | D | B |
| Размеры, мм |
| 32205А32308А | 2540 | 5290 | 1523 |

**5. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОЛЕСА**

5.1 Определим диаметр и длину ступицы

 Принимаем lст=60 мм.

5.2 Определим толщину обода

 Принимаем δо=5 мм.

5.3 Определим толщину диска

 .

 Принимаем С=18 мм.

5.4 Определим диаметр центральной окружности

5.5 Определим диаметр отверстия

5.6 Фаска

**6. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ корпуса редуктора**

 6.1 Толщина стенок корпуса и крышки

Принимаем δ1=4мм.

6.2 Толщина фланцев поясов корпуса и крышки

 верхнего пояса корпуса и пояса крышки

 нижнего пояса корпуса

Принимаем p=10мм.

6.3 Толчена ребра основания корпуса и крышки

 основания корпуса

 ребер крышки

6.4 Диаметр болтов

 фундаментальных

 Принимаем болт М16

 соединяющих основание корпуса с крышкой

 Принимаем болты М8

 6.5 Винты у крышки подшипника

 Принимаем винт М12

**7.ПЕРВЫЙ ЭТАП КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА**

Компоновку проводят в два этапа. Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес и клиноременной передачи относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Очерчивая внутреннюю стенку корпуса принимаем :

зазор между торцом колеса и внутренней стенкой корпуса А1=8мм;

зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенкой корпуса А=8мм;

Измерением находим расстояние на ведущем валу l2=50мм, ведомого l3=50мм. Принимаем окончательно l2= l3=50мм.

Глубина гнезда для подшипника 2505А В=15мм, для подшипника 32308А В=23мм.

Толщина фланца крышки подшипника ∆=12мм.

Измерением устанавливаем расстояние l1=84мм, определяющее положение клиноременной передачи относительно ближайшей опоре ведущего вала. Принимаем окончательно l1=84мм.

**8.ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКА**

8.1 Определим реакции в подшипниках на ведущим валу

 Из предыдущих расчетов имеем Ft=2364,5Н, Fr=971,8Н; из первого этапа компоновки l1=84мм, l2=50мм.

 Нагрузка на валу от клиноременной передачи FВ=798,9Н.

 Составляющие этой нагрузки

1. Горизонтальная плоскость

а) определим опорные реакции, Н

 Проверка:

 б) строем эпюру изгибающих моментов относительно оси Y

 2. Вертикальной плоскости

 а) определим опорные реакции, Н

 Проверка:

б) строем эпюру изгибающих моментов относительно оси X

 3. Строем эпюру крутящих моментов

4.Суммарные реакции

 5. Подберем подшипники по более нагруженной опоре 1

Намечаем радиальные роликоподшипники 32205А легкой узкой серии/1, таб. П3/ d=25мм; D=52мм; В=15мм; C=28,6кН;C0=15,2кН.

 Эквивалентная нагрузка/1, формула 9.5 /

где V=1-т.к вращается внутреннее кольцо подшипника; Кб=1-коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров /1, таб.9.19/; КТ- температурный коэффициент /1, таб.9.20/.

 Расчетная долговечность/1, формула 9.1/

 Расчетная долговечность

8.2 Определим реакции в подшипниках на ведомом валу

 Ведомый вал несет такие же нагрузки, как и ведущий: Ft=2364,5Н, Fr=971,8Н; из первого этапа компоновки l3=50мм.

1. Горизонтальная плоскость

а) определим опорные реакции, Н

 б) строем эпюру изгибающих моментов относительно оси Y

 2. Вертикальной плоскости

 а) определим опорные реакции, Н

 б) строем эпюру изгибающих моментов относительно оси X

 3. Строем эпюру крутящих моментов

4.Суммарные реакции

5. Подберем подшипники по более нагруженной опоре 3

 Намечаем радиальные роликоподшипники 32308A средней узкой серии

/1, таб. П3/ d=40мм; D=90мм; B=23мм; C=80,9кН; С0=44,5кН.

 Эквивалентная нагрузка/1, формула 9.5 /

где V=1-т.к вращается внутреннее кольцо подшипника; Кб=1-коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров /1, таб.9.19/; КТ- температурный коэффициент /1, таб.9.20/.

 Расчетная долговечность/1, формула 9.1/

 Расчетная долговечность

 Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников может превышать 20 тыс.ч. подшипник ведомого вала 32205А , а подшипник ведомого 32308A

**9. ВТОРОЙ ЭТАП КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА**

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

**10. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ**

Шпонки призматические со скругленными торцами.

Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок по СТСЭВ 189-75 /4, таб.21/.

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.Допускаемые напряжения при стальной ступице

10.1 Ведущий вал

 d=22 b×h=6×6 t1=3,5; длина шпонки l=40мм; момент на ведущем валу Т1=45,5Н·м

 Напряжения смятия и усилия прочности /1,формула 8.22/

10.2 Ведомый вал

 d=50 b×h=16×10 t1=6; длина шпонки l=50мм; момент на ведущем валу Т1=240Н·м

 d=36 b×h=10×8 t1=5; длина шпонки l=70мм; момент на ведущем валу Т1=240Н·м

- условие выполнено.

**11. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ**

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

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности s для опасных сечений и сравнении их с требуемыми значениями [S]. Прочность соблюдена при S ≥ [S], где [S]=2,5

11.1 Ведущий вал:

Материал вала сталь 40Х термическая обработка – улучшение.

Диаметр заготовки до 120мм среднее значение

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

**Сечение А-А.** Концентрация напряжения обусловлена наличием шпоночной канавки /1, таб.8.5/:, ,/1, таб.8.8/;/1, стр.163 и 166/.

Изгибающий момент (положим x1=37мм.)

Момент сопротивления сечения нетто при d=22мм, b=6, t1=6.

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

Момент сопротивления кручению сечения нетто

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

 Коэффициент запаса прочности

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения А-А

S ≥[S]-условие выполнено

Такой большой коэффициент запаса прочности объясняется тем , что диаметр вала был увеличен при конструкции для соединения его со стандартным шкивом клиноременной передачи.

По той же причине проверять прочность в сечениях Б-Б и В-В нет необходимости.

11.2 Ведомый вал:

Материал вала сталь 40Х термическая обработка – улучшение.

Диаметр заготовки до 120мм среднее значение

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

**Сечение А-А.** Концентрация напряжения обусловлена наличием шпоночной канавки /1, таб.8.5/:, , /1, таб.8.8/; /1, стр.163 и 166/.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости /рис.2/

Изгибающий момент в вертикальной плоскости

 Суммарный изгиб моментов в сечении А-А

Момент сопротивления изгибу сечения нетто при d=50мм, b=16, t1=10

Момент сопротивления кручению сечения нетто

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

Коэффициент запаса прочности

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения А-А

**Сечение Б-Б.** Это сечение при передачи вращающего момента от ведомого вала через муфту. Концентрация напряжения обусловлена наличием шпоночной канавки /1, таб.8.5/:, , /1, таб.8.8/; /1, стр.163 и 166/.

Изгибающий момент

Момент сопротивления изгибу сечения нетто при d=36мм, b=10, t1=8

Момент сопротивления кручению сечения нетто

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

 Амплитуда нормальных напряжений изгиба

 Коэффициент запаса прочности

 Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения А-А

Результаты поверки:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Сечение | А-А | Б-Б |
| Коэффициент запаса S | 14,05 | 5,4 |

Во всех сечениях S>[S]

**12. ПОДБОР МУФТЫ**

 **/**1, таб. 11.5**/**  выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту (МУВП): d=35 мм; D=140 мм; тип I.

 (по ГОСТ 21424-75, с сокращением)

 Муфтами называют устройство, предназначенные для соединения соосно вращающихся валов и передачи между ними вращающих моментов сил.

 Типоразмер муфты выбирают по диаметру вала и по величине расчетного вращающего момента.

 где к=2,5÷3-коэфициент, учитывающий условие эксплуатации; Тном=47,4 Н\*м.

 Окончательно выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую ГОСТ 2124-75

 Материал полумуфты – чугун марки СЧ-20; пальцев- сталь марки

***Заключение.***

 В ходе работы рассчитали спроектировали и сконструировали одноступенчатый горизонтальный цилиндрический редуктор с шевронным зубом и клиноременную передачу.

 Выбрали электродвигатель типа 4А112М2У3 с синхронной частотой 3000 об/мин и номинальной частотой nдв=2900 об/мин. Провели кинематический расчет в ходе которого определили КПД редуктора ηдв=0,912, угловые скорости, момент и мощность на волах.

 Рассчитывая зубчатые колеса редуктора определили допускаемое контактное напряжение, межосевое расстояние аw=125 мм, провели проверку на изгиб и кручения.

 В предварительном расчете волов редуктора определили диаметр волов и подобрали подшипники dв1=22 мм, dп1=25 мм, dв2=35 мм, dп2=40 мм, dк=50 мм. Подобрали подшипники на ведущем валу 32205А на ведомом валу 32308A

 Определили размеры шестерни и колеса: диаметр d1=37мм, d2=203мм; ширина b1=60мм, b2=65мм;

 Проверили подшипники на долговечность и определили, что подшипники будут работать на ведущем валу на ведомом валу



***Литература.***

1. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов/С.А Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. -416 с.
2. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие/Шейнблит А.Е. Изд-у 2-е, перераб. и дополни. – Калининград: Янтар. сказ, 2002.-454с.:ил., чурт. – Б.ц.
3. Оформление конструкторской документации курсового проект: Методические указания к курсовому проектированию по технической и прикладной механике для студентов всех специальностей./Составитель Глазов А.Н. Томск: изд-во ТПУ,2003.-38с.
4. Цахнович Л.И., ПетриченкоТ.П. Атлас конструкций редукторов. – учеб. Пособие для вузов. Киев: «Вища школа». Головное изд-во, 1979.-128с.