1. **Разработка кинематической схемы привода галтовочного барабана**

**1.1 Исходные данные**

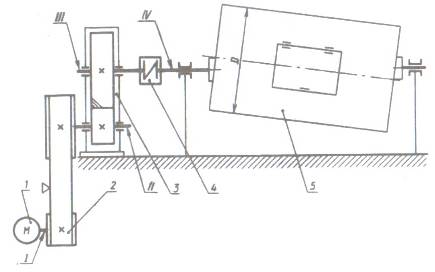


Рис. 1 Привод галтовочного барабана:

1 – двигатель; 2 – передача клиновым ремнем; 3 – цилиндрический редуктор; 4 – упругая втулочно-пальцевая муфта; 5 – галтовочный барабан; I, II, III, IV – валы, соответственно, – двигателя, быстроходный и тихоходный редуктора, рабочей машины

Таблица 1

|  |  |
| --- | --- |
| Окружная сила на барабане F, кН | 1,1 |
| Окружная скорость барабана , м/с | 2,5 |
| Диаметр барабана , мм | 900 |
| Допускаемое отклонение скорости барабана , % | 4 |
| Срок службы привода , лет | 6 |

**1.2 Определим ресурс привода**

Ресурс привода

=365\*6\*8\*2\*0,85=29784 ч

где: Lh – ресурс привода;

Lr=6 – срок службы привода, лет;

tc=8 – продолжительность смены, ч;

Lc=2 – число смен;

k=0,85 – коэффициент простоя;

1. **Выбор электродвигателя. Кинематический расчет привода**

**2.1 Определим номинальную мощность и номинальную частоту вращения двигателя, передаточное число привода и его ступеней**

Мощность исполнительного механизма:

=1100\*2,5=2,75кВт

где: F – окружная сила на барабане, Н;

V – окружная скорость барабана, м/с;

Частота вращения исполнительного механизма:



об/мин

где: D – диаметр барабана, мм;

Общий КПД приводящего механизма:

=0,97\*0,97\*0,992\*0,995=0,917

где: η – КПД приводящего механизма;

ηз.п. – КПД пары цилиндрических колес косозубой передачи;

ηрем – КПД клиноременной передачи;

ηподш – КПД пары подшипников качения;

ηм – КПД упругой втулочно-пальцевой муфты;

Требуемая мощность двигателя:



Вт

По ГОСТ 19523 – 81 по требуемой мощности P=3 кВт выбираем электродвигатель трехфазный асинхронный серии 4А закрытый, обдуваемый, с синхронной частотой вращения 1000 об/мин 4А112МА6У3 с параметрами Pдв= 3,0 кВт и скольжением s=4,7%.

Номинальная частота вращения:

nэд=n\*(1-s)=1000\*0,953=953 об/мин

Угловая скорость вращения вала электродвигателя:

рад/с

Передаточное число приводящего механизма:





Т.о. передаточное число ременной передачи Nр=4, передаточное число цилиндрической косозубой передачи Nз.п=4,48

Вращающий момент на первом валу:

 Н\*м

**2.2 Рассчитаем  и запишем данные в таблицу.**

1 вал – вал электродвигателя

 мин-1

 рад/с

 кВт

 Н\*м

2 вал – быстроходный вал редуктора

 мин-1

рад/с

 кВт

Н\*м

3 вал – тихоходный вал редуктора

 мин-1

рад/с

 кВт

 Н\*м

4 вал – вал рабочего механизма

мин-1

 рад/с

 кВт

 Н\*м

Таблица 2

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер вала | n, об/мин | ω, с-1 | P, кВт | T\*103, Н∙мм |
| 1 вал | 953 | 99.7 | 3 | 30.09 |
| 2 вал | 256.46 | 27.77 | 2.88 | 103.71 |
| 3 вал | 53.1 | 5.55 | 2.765 | 498.2 |
| 4 вал | 53.1 | 5.55 | 2.751 | 495.67 |

1. **Расчет клиноременной передачи**

По номограмме в соответствии с P=3кВт и n=953 об/мин выбираем ремень сечения А для которого минимальный расчетный диаметр малого шкива d1min=90 мм. В целях повышения срока службы ремня примем d1=100 мм

ε=0,015 – коэффициент скольжения;

Принимаем d2=353 мм

Определим фактическое передаточное число uф и проверим его отклонение ∆u от заданного u:

Минимальное межосевое пространство:





где h – высота сечения ремня

Расчетная длина ремня:





По ГОСТ 1284 – 80 принимаем Lр=1120 мм

Межосевое расстояние по стандартной длине:





Окружная скорость ремня:

м/с<[25]

Количество клиновых ремней:



Сила предварительного натяжения одного клинового ремня:

 Н

Определим окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней:

 Н

Определим силу давления ремней на вал:



Н

**4. Расчет зубчатых колес редуктора**

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками: для шестерни сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость HB 230; для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, но твердость на 30 единиц ниже – HB 200.

Допускаемые контактные напряжения:



где:  – предел контактной выносливости;

 – коэффициент долговечности;

 – коэффициент безопасности;



Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение:



для шестерни

 МПа

для колеса

 МПа

Расчетное допускаемое контактное напряжение:

 МПа

Требуемое условие  выполнено.

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев:

 мм

где:  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

 – коэффициент ширины венца;

 – передаточное число редуктора;

;

Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185 – 66  мм.

Нормальный модуль зацепления:

 мм;

Принимаем по ГОСТ 9563\*  мм;

Примем предварительно угол наклона зубьев  и определим число зубьев шестерни и колеса:



Уточненное значение угла наклона зубьев:



β=12,83°.

Основные размеры шестерни и колеса:

диаметры делительные:

 мм;

 мм;

Проверка:  мм;

диаметры вершин зубьев:

 мм;

 мм;

ширина колеса:  мм;

ширина шестерни:  мм;

Коэффициент ширины шестерни по диаметру:



Окружная скорость колес:

 м/с

При такой скорости для косозубых колес следует принять 8-ю степень точности.

Коэффициент нагрузки:



При , твердости  и симметричном расположении колес относительно опор . При  м/с и 8-й степени точности . Для косозубых колес при  м/с .

Таким образом, 

Проверка контактных напряжений:

 МПа<

Силы, действующие в зацеплении:

окружная  Н

радиальная  Н

осевая  Н

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба:



Коэффициент нагрузки .

При , твердости  и симметричном расположении зубчатых колес относительно опор . Для косозубых колес 8-й степени точности, твердости  и  м/с .

Таким образом, коэффициент 

 – коэффициент, учитывающий форму зуба

Для шестерни 

Для колеса 

При этом  и 

Допускаемое напряжение при проверке зубьев на выносливость по напряжениям изгиба:



Для стали 45 улучшенной при твердости .

Для шестерни  МПа;

Для колеса  МПа.

[SF]=[SF] [SF]» – коэффициент безопасности

[SF]=1,75 [SF]«=1

Получаем [SF]=[SF]̒[SF]«=1,75\*1=1,75

Допускаемые напряжения:

для шестерни  МПа

для колеса  МПа

Находим отношение :

для шестерни  МПа

для колеса  МПа

Определяем коэффициенты  и :

;

для средних значений коэффициента торцового перекрытия  и 8-й степени точности .

Проверяем прочность зуба колеса:



 МПа< МПа

Условие прочности выполнено.

**5. Расчет валов редуктора**

**5.1 Расчет быстроходного вала редуктора**

1) 1-я ступень под шкив:

– диаметр выходного конца вала при допускаемом напряжении  МПа:

мм

Принимаем  мм.

– длина:  мм

2) 2-я ступень под уплотнение крышки с отверстием и подшипник:

– диаметр:  мм

– длина:  мм

3) 3-я ступень под шестерню:

– диаметр: мм

Принимаем мм.

– длина: исходя из геометрических представлений  мм

4) 4-я ступень под подшипник:

– диаметр:  мм

– длина:  мм

**II. Расчет тихоходного вала редуктора.**

1) 1-я ступень под упругую втулочно-пальцевую муфту:

– диаметр выходного конца вала при допускаемом напряжении  МПа:

мм

Принимаем мм.

– длина:  мм

2) 2-я ступень под уплотнение крышки с отверстием и подшипник:

– диаметр:  мм

Принимаем мм

– длина: мм

Принмаем  мм

3) 3-я ступень под зубчатое колесо:

– диаметр:  мм

Принимаем  мм.

– длина: исходя из геометрических представлений принимаем мм

4) 4-я ступень под подшипник:

– диаметр:  мм

– длина:  мм

Предварительный выбор подшипников качения для быстроходного и тихоходного валов.

По ГОСТ 8338–75 примем радиальные шарикоподшипники тяжелой серии; габариты подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников  мм и  мм.

Таблица 3

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение подшипника | d | D | B | r | Грузоподъемность, кН | |
|  |  |
| 408 | 40 | 110 | 27 | 3,0 | 63,7 | 36,5 |
| 412 | 60 | 150 | 35 | 3,5 | 108,0 | 70,0 |

**6. Эпюры изгибающих моментов**

1. Вертикальная плоскость

а) определяем опорные реакции, Н:

; ;

 Н

; 

Н

Проверка: ; 

б) строим эпюру изгибающих моментов относительно оси X в характерных сечениях 1…4, Н\*м:

; ;

;

;

;

2. Горизонтальная плоскость

а) Определяем опорные реакции, Н: 

б) строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y в характерных сечениях 1…3, Н\*м: ; ; 

3. Строим эпюру крутящих моментов, Н\*м:



4. Определяем суммарные радиальные реакции, Н:





5. Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях, Н\*м:

; 

6. Расчетная схема ведущего вала.

**7. Проверка долговечности подшипников**

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре. Намечаем радиальные шарикоподшипники 407: мм;  мм;  мм;  кН;  кН.

Отношение 

где:  Н – осевая нагрузка;

 – коэффициент вращения (при вращающемся внутреннем кольце подшипника).

Отношение ; этой величине соответствует 

Эквивалентная динамическая нагрузка:

Н

где: – коэффициент безопасности для приводов галтовочных барабанов;

– температурный коэффициент.

Динамическая грузоподъемность:

Н<Cr

где: ч – требуемая долговечность подшипника;

– коэффициент надежности;

– коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации.

Долговечность подшипника:



Подшипник пригоден.

**8. Конструктивные размеры шестерни и колеса**

Сравнительно небольшие размеры шестерни по отношению к диаметру вала позволяют не выделять ступицу.

Шестерню выполняем за одно целое с валом, ее размеры  мм;  мм;  мм

**Колесо**

Цилиндрическое зубчатое колесо кованное.

Его размеры  мм;  мм;  мм.

Диаметр ступицы  мм;

Длина ступицы  мм

Принимаем  мм.

Толщина обода  мм

Принимаем  мм.

Толщина диска  мм

**9. Конструктивные размеры корпуса редуктора**

Толщина стенок корпуса и крышки:

 мм; принимаем  мм;

 мм; принимаем  мм;

Толщина фланцев поясов корпуса и крышки:

верхнего пояса корпуса и пояса крышки

 мм;

 мм;

нижнего пояса корпуса

 мм; принимаем  мм.

Толщина ребер основания корпуса:

 мм;

Принимаем  мм

Толщина ребер крышки:

 мм;

Принимаем  мм

Диаметр болтов:

а) фундаментных  мм; принимаем болты с резьбой М20;

б) крепящих крышку к корпусу у подшипников  мм; принимаем болты с резьбой М14;

в) соединяющих крышку с корпусом  мм; принимаем болты с резьбой М10.

**10. Проверка прочности шпоночных соединений**

Выбираем шпонку призматическую со скругленными торцами по ГОСТ 23360–78. Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности:



Допускаемое напряжение смятия при чугунной ступице МПа

Ведущий вал: мм; мм; мм; мм; длина шпонки мм

Условие прочности выполнено.

**11. Уточненный расчет валов**

Производим расчет для предположительно опасных сечений.

**Ведущий вал**.

Материал вала сталь 45, термическая обработка – улучшение.

При диаметре заготовки мм среднее значение МПа.

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба:

МПа

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений:

МПа.

Сечение А-А. Это сечение при передаче вращающего момента через шкив клиноременной передачи рассчитываем на кручение.

Коэффициент запаса прочности:



где амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла



При мм;мм;мм,

;

МПа

Принимаем , , .



Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:



где: МПа

МПа



Результирующий коэффициент запаса прочности:



Условие выполнено.

**12. Посадка зубчатого колеса и подшипников**

Посадка зубчатого колеса на вал  по ГОСТ 25347–82.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала .

Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца по .

**13. Выбор сорта масла**

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны определяем из расчета 0,25 дм3 масла на 1 кВт передаваемой мощности: дм3.

При контактных напряженияхМПа и скорости м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна м2/с. Принимаем масло индустриальное И-30А (по ГОСТ 20799–75\*).

Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УТ-1, периодически пополняем его шприцем через пресс-масленки.

**14. Сборка редуктора**

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

на ведущий вал насаживают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80–100 °С;

в ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают винты, крепящие крышку к корпусу.

После этого на ведомый вал надевают распорное кольцо, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников.

Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают резиновые манжеты.

Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

**Список литературы**

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3-х т. Т.1–6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 736 с.

2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов. – 6-е изд., исп. – М.: Высш. шк., 2000. – 447 с.

3. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие/С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – 3-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.

4. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. Изд-е 2 – е, перераб. и дополн. – Калининград: Янтар. сказ, 1999. – 454 с.