|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| C:\Users\SAP\Pictures\Clip_2.jpg | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 1 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **1 Срок службы привода**  Срок службы привода Lh, (ч):  Lh = 365 Lг Кг tc Lc Kc (1.1)  Lг – расчетный срок службы привода (см. задание) ;  Кг – коэффициент годового использования:  Кг= Число рабочих дней в году/365 = 292/365 = 0,8 (1.2)  tc = 8 – продолжительность смены, ч;  Lc = 3 – число смен;  Kc - коэффициент сменного использования:  Кс = Число часов работы в смену/tc = 7,2/8 = 0,9 (1.3)  тогда ресурс  Lh = 365 6 0,8 8 3 0,9 = 37843,2 ч  с учетом 15% от ресурса времени простоя на профилактику:  Lh = 37843,2 0,85 = 32166,7 ч | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 2 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **2 Кинематический расчет привода**  Определим мощность и частоту вращения на валу конвейера [1,стр.6]:  PВ = F = 2,21031,3/103 = 2,86 кВт (2.1)  (2.2)  где D - диаметр барабана, 323,6 мм.  Выбор электродвигателя произведем по [1, Дунаев П.Ф. “Конструирование узлов и деталей машин”. М, Высш. школа, 2000 г. стр.4].  Определяем необходимую мощность электродвигателя по общему к.п.д:  (2.3)  где к.п.д. редуктора:  РЕД = ЗП 2 = 0,97  0,9801= 0,95 (2.4)  пп – потери мощности в одной паре подшипников качения;  ЗП – к.п.д зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках .  Общий к.п.д проектируемого привода:  ОБЩ = М  РЕД Ц М = 0,98 0,95 0,93 0,98 = 0,84 (2.5)  где М  к.п.д муфты; Ц  к.п.д цепной роликовой передачи.  По найденной мощности [1, табл. П29] выбираем электродвигатель AИР 112MB6 У3 PДВ = 4 (кВт), Tп/Тн = 2 синхронная частота вращения двигателя nДВ =1000 об/мин.  Основные конструктивные размеры электродвигателя в мм приведены в таблице: | | | | | | | | | | | | | |
|  | | | d1 | | l1 | | l30 | h | h31 | b10 | Tп/Тн |  | |
| 32 | | 80 | | 435 | 112 | 285 | 190 | 2 |
|  | | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  |  | | | | | | Лист |
|  |  |  | |  | |  | 3 |
| Изм. | Лист | № докум. | | Подп. | | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Рисунок 3. – Электродвигатель АИР 112 МВ6 УЗ   * 1. Определяем передаточное число привода [1, стр.8].   Частота вращения эл. двигателя nДВ = 950 об/мин (с учетом скольжения):  (2.6)  Разбиваем общее передаточное число привода по ступеням. При установлении передаточных чисел передач привод будем стремиться к использованию стандартных значений. Принимаем передаточное число редуктора uРЕД = 4, тогда  uЦ = uОБЩ / uРЕД = 12,38/4 = 3,1 (2.7)  где uЦ  передаточное число цепной роликовой передачи.  Определяем частоты вращения и угловые скорости валов привода, и их вращающие моменты [1, стр.9].  Условимся расчетные параметры быстроходного вала обозначать (Б), а тихоходного (Т).   * + 1. Частота вращения:   эл. двигателя и ведущего вала редуктора:  nДВ= nБ = 950 об/мин (2.8)  ДВ= Б = nДВ/30 = 3,14 950/30 = 99,5 рад/с  ведомого вала:  nТ= nБ /uРЕД = 950/4 = 237,5 об/мин (2.9)  Т= Б /uРЕД = 99,5/4 = 24,88 рад/с (2.10) | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 4 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| вала рабочего органа:  nВ = nТ / uЦ =237,5/3,1 = 76,61 об/мин (2.11)  В= Т / uЦ = 24,88/3,1 = 8,03 рад/с (2.12)   * + 1. Вращающие моменты:   на валу электродвигателя:  (2.13)  на ведущем валу редуктора:  ТБ = ТДВ  М ПП = 0,98 0,99 34,18 = 33,16 Нм (2.14)  на ведомом валу:  ТТ= ТБ  uРЕД ЗП ПП = 33,16 4 0,97 0,99 = 127,37 Нм (2.15)  на выходном валу привода:  ТВ = ТТ  uЦ  Ц = 127,37 3,1 0,93 = 356,26 Нм (2.16)   * + 1. Мощность на валах привода :     2. :ведущий вал:   PБ = Pтр  М ПП = 3,4 0,98 0,99 = 3,3 кВт (2.17)  ведомый вал:  PТ = PБ ЗП ПП = 3,3 0,97 0,99 = 3,17 кВт (2.18)  вал рабочего органа:  PВ = PТ Ц  М ПП = 3,17 0,93 0,99 0,98 = 2,86 кВт (2.19)  Кинематические и силовые параметры привода приведены в таблице: | | | | | | | | | | | | | |
|  | Параметр | | | | | | | № валов | | | | |  |
| Обозначение | | | | Наименование | | | Б | Т | | В | |
| n (мин-1) | | | | Частота вращения | | | 950 | 237,5 | | 76,61 | |
| T (Нм) | | | | Крутящий момент | | | 33,16 | 127,37 | | 356,26 | |
|  =n/30 (c-1) | | | | Угловая скорость | | | 99,5 | 24,88 | | 8,03 | |
| P(кВт) | | | | Мощность | | | 3,3 | 3,17 | | 2,86 | |
| u | | | | Передаточное число | | | 4 | | 3,1 | | |
|  | | | | | | | | | | | | | |
|  | |  |  |  | |  |  | | | | | Лист | |
|  | |  |  |  | |  | 5 | |
| Изм. | | Лист | № докум. | Подп. | | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **3 Расчет цилиндрического одноступенчатого редуктора** Условимся расчетные параметры шестерни обозначать индексом 1, а колеса индексом 2.  Предварительно определим режим нагружения по заданной циклограмме:  C:\Мои документы\Sap\Baza\Reshaem.Net\ID 287178-1540р\график нагрузки.jpg  Принимаем время работы конвейера в режиме ТН = 0,7t, тогда 0,3t время работы в режиме Т2.  Так как угловая скорость привода постоянна, воспользуемся зависимостью [1,стр.31] и определим коэффициенты эквивалентности при расчете на контактную и изгибную (при HB < 350) выносливость (без учета пиковых нагрузок).  H = [(Ti/Tmax)3  Lhi/Lh] 350 (3.1)  H = 13 0,7 + 0,5 3  0,3 = 1 0,7 + 0,125 0,3 = 0,738 HB 350  F = [(Ti/Tmax)6  Lhi/Lh] = 16  0,7 + 0,5 6 0,3 = 0,7047 (3.2)  В дальнейших расчетах значения коэффициентов эквивалентности будем принимать, считая, что проектируемый привод нагружен по заданному режиму. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 6 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Выбор материалов.  Материалы шестерни и колеса будем выбирать, согласно рекомендаций [1, стр.11-12] [Иванов М.Н. "Детали машин" 6е издание, Высш. шк.,1998, стр. 161-166]. И по заданию выбираем материалы I группы.  Известно, что при использовании в качестве материалов для шестерни и колеса стали с твердостью HB  350, твердость у шестерни должна быть не менее чем, на (10…15) HB больше чем у колеса. [Иванов М.Н. "Детали машин" 6е издание, Высш. шк.,1998., стр.164], а по рекомендации [Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Калининград, 1999г, стр.54] на 20…50 единиц.  Шестерня - Сталь 40X  Твердость поверхности 269…302HB HBср1= 285,5В = 950, улучшение.  Колесо - Сталь 40X  Твердость поверхности 235…262HB HBср2=248,5В = 850, улучшение.  Определение допускаемых напряжений.   * + 1. Допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса, МПа [1, стр12]:   шестерни:    колеса:    H1lim и H2lim  предел контактной выносливости (МПа) шестерни и колеса [1, табл.2.2];  H1lim = 2HBср1 + 70 = 641 МПа (3.5)  H2lim = 2HBср2 + 70 = 567 МПа  SH1; SH2 - коэффициенты запаса прочности [1, стр.13].  Для шестерни с термообработкой – улучшение: | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 7 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| SH1 = 1,1  и для колеса с термообработкой – улучшение:  SH2 = 1,1  ZN1 и ZN2  коэффициенты долговечности шестерни и колеса, учитывающие влияние ресурса [1,(2.1)]:  (3.7)  (3.8)  NHG  число циклов, соответствующее перелому кривой усталости HBср:  NHG1 = 30  HBср1 2,4 = 30 285,52,4 = 23473395,97 (3.9)  NHG2 = 30  HBср2 2,4 = 30 248,52,4 = 16823045 (3.10)  NHE  эквивалентный ресурс передачи с учетом переменности режима нагружения, в (циклах) [1,стр15]:  NHE1 = H  Nk1 = 0,7381527942000 = 1127621196 (3.11) NHE2 = H  Nk2 = 0,738381985500 = 281905299 (3.12)  H  коэффициент эквивалентности. табл.2.4 [1] ;  Nk  ресурс передачи, [1,стр13]]:  Nk1 = 60  Lh  nБ = 60 32166,7 950 = 1527942000 (3.13)  Nk2 = 60  Lh  nТ = 60 237,5 = 381985500 (3.14)  nБ ; nТ  частоты вращения быстроходного и тихоходного вала редуктора ;;  Lh  суммарное время (в ч) работы передачи:  Lh = 32166,7  ZR  коэффициент влияния шероховатости сопряженных поверхностей зубьев:  ZR1 = ZR2 = 0,95  Z  Коэффициент влияния окружной скорости при условии 1Z 1,15. [1, стр14]:  Z1 = Z2 = 0,850,1 = 0,852,010,1 = 1 (3.15) | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 8 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Принимаем контактные допускаемые напряжения, МПа  Допускаемое напряжение для цилиндрических передач с прямыми зубьями равно меньшему из допускаемых напряжений шестерни и колеса.  []H = 489,7 МПа  Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса, МПа  [𝜎] = 𝜎𝐹 1 · 𝑌𝑁1 · 𝑌 1 · 𝑌 1 = 499,625 · 1 · 1 · 1 = 293,9 MПa (3.16)  𝐹1 𝑆𝐹1 1,7  [𝜎] = 𝜎𝐹 2 · 𝑌𝑁2 · 𝑌 2 · 𝑌 2 = 434,875 · 1 · 1 · 1 = 255,8 MПa (3.17)  𝐹2 𝑆𝐹2 1,7  []Flim1 = 1,75HBcp ; []Flim2 = 1,75HBcp  пределы выносливости шестерни и колеса [1, табл.2.3].  SF  коэффициент запаса прочности, SF1 =1,7; SF2 =1,7. [1, стр.15].  YA  коэффициент реверса. При одностороннем приложении нагрузки YA1=1; YA2=1. YR  коэффициент влияния шероховатости, принимают: YR1 =1; YR2 =1.  YN  коэффициент долговечности при изгибе; при условии 1  YN  4/  NFG  число циклов, NFG = 4106 циклов. [9, стр. 170]  NFE  эквивалентный ресурс передачи при изгибе с учетом переменности режима нагружения, в (циклах);  (3.18)  (3.19)  NFE1 = Nk1F1 = 15279420000,7047 = 1076740727 (3.20)  NFE2 = Nk2F2 = 3819855000,7047 = 269185181,9 (3.21)  F  коэффициент эквивалентности при изгибе, F = 0,7047. [1, табл.2.4] Nk  ресурс передачи, [1, стр13], (см. выше). | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 9 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * 1. **4 Проектный расчет цилиндрической зубчатой передачи**   Выбор межосевого расстояния. Предварительное значение, мм [1, стр.16]:  (4.1)    Kа = 430  коэффициент поверхностной твердости шестерни и колеса, по [1, с 189, 3, с 169];  Т1  вращающий момент на шестерни (наибольший из длительно действующих),  ТБ = 33,16 Нм;  u  передаточное число передачи, u = 4;  - коэффициент по [1, рис 12.18, 7, табл 3.5];  - коэффициент назначаем по рекомендациям [1, с 189, 3, с 169, 7, с 33], 0,4.  Примем по ГОСТ 2185-66 [1, с 215, 7, с 36] мм.  Модуль зацепления.  Для передач редукторов при НВ2 < 350 модуль зацепления назначается по рекомендации [1, с 198, 8, с 8,п. 7]:  (4.2)  По ГОСТ 9563-60 [1, с 162, 3, с 150, 7, с 36, 10, с 62] примем стандартное значение модуля мм.  Число зубьев шестерни и колеса, угол наклона зубьев.  Предварительно принимаем угол наклона зубьев β = 10°. Вычислим суммарное число зубьев, затем числа зубьев шестерни и колеса [7, с 36-37, 10, с 62-63]:  (4.3)  Примем .  (4.4)  Примем  (4.5) | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 10 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Уточняем угол наклона зубьев:  (4.6)  Фактическое передаточное число и его отклонение от заданного значения [1, с 215, 7, с 37, 10, с 63].  (4.7)  (4.8)  Основные размеры зубчатых колес:  (4.9)  (4.10)  (4.11)  (4.12)  (4.13)  (4.14)  (4.15)  Принимаем .  (4.16)  Принимаем .  Проверка:  (4.17) | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 11 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Окружная скорость в зацеплении и степень точности изготовления:  (4.18)  Назначаем 8ю степень точности по [1, табл 12.2, 10, табл 4.2].  Коэффициент перекрытия [1, ф. (12.55), 3, ф.(16.10), 7, с 39]:  (4.19)  Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям [1, §12.5, 3, §16.11, 7, §3.2].  Расчетная формула [1, ф. (12.52), 3, ф. (16.49), 7, ф. (3.4)]:  (4.20)  Определяем параметры, входящие в формулу:  (4.21)  (4.22)  Коэффициенты нагрузки:  (4.23)  Окружная сила:  (4.24)  Удельная расчетная окружная сила:  (4.25)  Расчетные контактные напряжения и их оценка. | | | | | | |
|  | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 12 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | | | | | | |
| Недогрузка составляет:  (4.26)  Контактная выносливость передачи обеспечивается.  Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба [1, с 191-195, 3, §16.10, 7, §3.3, 10, с 65-67].  Расчетная формула [1, ф. (12.68), 7, ф. (3.25), 10, с 65]:  (4.27)  Определяем параметры, входящие в формулу.  Эквивалентное число зубьев колес:  (4.28)  (4.29)  Коэффициенты формы зубьев [1, рис 12.23, 7, с 42, 10, табл 4.4]:  Оценка прочности зуба шестерни и колеса производится по отношениям:  (4.30)  Так как отношение меньше для зубьев колеса, то дальнейший расчет ведем по колесу.  Коэффициенты:  (4.31)   * + 1. (4.32)     2. Расчетные напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса:   Изгибная выносливость зубьев обеспечивается. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 13 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | | | | | | |
| * 1. **5 Проектный расчет открытой цепной передачи**   2. Выбираем приводную роликовую однорядную цепь [7, табл 7.15].   3. Вращающий момент на ведущей звездочке:   4. Передаточное число:   5. Число зубьев:   6. ведущей звездочки:   7. (5.1)   8. ведомой звездочки:   9. (5.2)   Примем  Тогда фактическое передаточное отношение:  (5.3)  Отклонение  (5.4)  Расчетный коэффициент загрузки [7, ф 7.38]:  (5.5)  где - динамический коэффициент при спокойной нагрузке, 1;  - коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния, 1;  *–* коэффициент, учитывающий влияние угла наклона линии центров, 1;  *–* коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжение цепи, 1,25;  *-* коэффициент, учитывающий смазку, 1;  *-* коэффициент, учитывающий сменность, 1;  Допускаемое давление в шарнирах цепи [р] = 14 МПа [1, табл 7.18].  Определим шаг цепи по [1, ф 7.38]: | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 14 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | | | | | | |
| (5.6)  По [1, табл 7.15] выбираем цепь ПР-25,4 по ГОСТ 13568-75, имеющую размеры t = 25,4 мм, разрушающую нагрузку Q = 60 кН, массу q = 2,6 кг/м, Аоп = 179,7 мм2.  Скорость цепи:  (5.7)  Окружная сила:  (5.8)  Давление в шарнире проверяем по [1, ф (7.39)]:  (5.9)  Определяем число звеньев цепи по [1, ф (7.36)]:  (5.10)  где , (5.11)  (5.12)  Тогда  Округляем до четного числа 152.  Уточняем межосевое расстояние по [1, ф (7.37)]:  (5.13)  Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%: 1265 · 0,004 = 5 мм.  Определяем диаметры делительных окружностей звездочек по [1, ф (7.34)]:  (5.14) | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 15 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | | | | | | |
| (5.15)  Определяем диаметры наружных окружностей звездочек по [1, ф (7.35)]:  (5.16)  где - диаметр ролика цепи, 15,88 мм;  Силы, действующие на цепь:  окружная ;  от центробежных сил (5.17)  от провисания (5.18)  где = 1,5 при угле наклона передачи 45°.  Расчетная нагрузка на валы:  (5.19)  Проверяем коэффициент запаса прочности цепи по [1, ф (7.40)]:  (5.20)  где - нормативный коэффициент запаса [1, табл 7.19]. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 16 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * 1. **6 Проектный расчет валов и эскизная компоновка редуктора**   2. Проектный расчет валов и эскизная компоновка редуктора производится по рекомендациям, данным в [6].   3. Геометрические параметры зубчатой передачи редуктора: .   4. Геометрические параметры открытой зубчатой передачи: .   5. Проектный расчет валов.   6. Диаметры выходных концов валов [7, ф (8.16), 10, табл 7.1]:   7. (6.1)   8. Этот диаметр необходимо согласовать с диаметром вала двигателя . Для их соединения стандартной упругой муфты разница между ними должна быть не более 20%. Тогда мм. По нормальному ряду чисел [7, с 161-162, 10, табл 13.15] принимаем (минимальный диаметр для подходящей упругой муфты [7, табл 11.6 и 11.7, 10, табл К22 и К25].   9. (6.2)   10. По нормальному ряду числе принимаем мм.   11. Диаметры валов под подшипники (цапф):   12. (6.3)   13. (6.4)   14. Значение назначено по [8, табл 1]. Эти диаметры округляем до ближайшего числа, кратного 5. Принимаем мм и мм.   15. Диаметры валов под зубчатыми колесами:   16. (6.5)   17. (6.6)   Значение принимаем по [8, с 5].  Так как мм, то выполняем шестерню заодно с валом. Диаметр под колесом принимаем по нормальному ряду чисел зубьев  **=** 44 мм. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 17 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Расчет конструктивных элементов корпуса.  Здесь определяем толщину стенки корпуса (так как редуктор цилиндрический), По [7, табл 10.2]:  (6.7)  Так как толщина стенки недолжна быть меньше 8 мм [7, табл 10.2], то принимаем мм.  Предварительный подбор подшипников для валов редуктора.  Хотя в данном варианте конструкции редуктора рекомендуется использовать радиально-упорные роликоподшипники, учитывая небольшой срок службы привода, выбираем наиболее простые и дешевые радиальные однорядные шарикоподшипники легкой серии [7, табл. П3; 10, табл. К27]. Параметры подшипников приведены в таблице ниже.   |  |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | --- | | Вал | Диаметр цапфы, мм | № подшипника | Размеры  d x D x B, мм | С,кН | С0, кН | | Быстроходный | 30 | 206 | 30 х 62 х 16 | 19,5 | 10,0 | | Тихоходный | 40 | 208 | 40 х 80 х 18 | 32,0 | 17,8 |   Определение размеров элементов подшипникового узла ведомого вала.  По табл. 2 [8] в зависимости от наружного диаметра подшипника тихоходного вала DТ = 80 мм выбираем толщину стенки крышки подшипника δкр = 6 мм и диаметр болта (винта) dб = 8 мм. Толщины фланца крышки подшипника Δфкр = 1,2 δкр= 1,2·6 = 7,2 мм, высота головки болта (винта) hб = 0,7 dб = 0,7·8 = 5,6 мм.  Назначение схем осевого фиксирования валов редуктора.  В цилиндрических редукторах, как правило, используется схема установки подшипников ”враспор” для обоих валов [8, § 2.7].  Выбор способа смазки подшипников.  Так как скорость зацепления передачи редуктора V = 2,54 м/с < 3 м/с, то для подшипников назначаем индивидуальную смазку [8, § 2.8]. Ширину мазеудерживающих колец принимаем у = 10 мм. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 18 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Эскизная компоновка редуктора:  IMG_20220308_124200.jpg | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 19 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * 1. **7 Проверочный расчет тихоходного вала редуктора**   2. Материал валов.   3. Материал вала – сталь 45, термообработка – нормализация, НВ = 190, σв = 570 МПа, σт = 290 МПа [7, табл. 3.3].   Диаметры участков вала: выходного конца d = 30 мм, цапф dп = 40 мм, под зубчатым колесом dзк = 42 мм (см. п. 5.7.3).  Проверочный расчет вала на статическую прочность [1, § 16.3; 3, с. 236].  Расчетную схему вала составляем по кинематической схеме привода с учетом рекомендаций [1, § 16.3; 3, § 22.2; 10, § 6.3, 8.1].  Силы, действующие на вал [1, § 12.3; 3, с. 161, 162; 7, § 8.1; 10, табл. 6.1, 6.2]:  Силы, действующие на колесо:  Ft2 = 1263 H;  Fr2 = Ft2 tgαw / cosβ = 1263 tg20° / 0,99 = 413 Н (7.1)  Fa2 = Ft2 tgβ = 1263 tg8,10962° = 177 Н (7.2)  Силы, действующие на шестерню:  Ft3 = 1621 H (см. п. 5.6.7);  Fr3 = Ft3tgαw = 1621 tg20° = 525 H (7.3)  Опорные реакции.  в плоскости xoz (горизонтальной):  ΣMВ = RAx 2l2 + Ft2 l2 – Ft3 l3 = 0; (7.4)  RAx = (F t3 l3 – Ft2 l2) / 2l2 = (1621·55 – 1263·55) / (2·55) = 179 H (7.8)  ΣMA = – Ft3 (l3 + 2l2) + RBx 2l2 – Ft2 l2 = 0 (7.9)  RBx = [Ft3 (l3 + 2l2) + Ft2 l2] / 2l2 = [1621 (55 + 2·55) + 1263 · 55] / 2·55 = 3063 H (7.10)  Проверка:  ΣFx = – RAx – Ft2 + RBx – Ft3 = 0 (7.11)  – 179 – 1263 + 3063 – 1621 = 0  0 = 0.  в плоскости yoz (вертикальной):  ΣMB = – RAy 2l2 + Fr2 l2 – Fa2 d2 / 2 + Fr3 l3 = 0 (7.12)  RAy = (Fr2 l2 – Fa2 d2 / 2 + Fr3 l3) / 2 l2 = (413 · 55 – 177 · 159,01 / 2 + 525 · 55) / (2·55) = 341 H (7.13) | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 20 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ΣMA = Fr3(l3 + 2l2) – RBy 2l2 – Fr2 l2 – Fa2 d2 / 2 = 0 (7.14)  RBy = [Fr3(l3 + 2l2) – Fr2 l2 – Fa2 d2 / 2] / 2l2 = [525 (55 + 2·55) – 413·55 – 177·159,01 / 2] / (2·55) = 453 H (7.15)  Проверка:  ΣFy = RAy – Fr2 – RBy + Fr3 = 0 (7.16)  341 – 413 – 453 + 525 = 0  0 = 0.  Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов.  Изгибающие моменты в плоскости xoz (горизонтальной):  MyA = 0;  MyC = – RAx l2 = – 179 · 55 · 10–3 = – 9,85 Н м (7.17)  MyB = – Ft3 l3 = – 1621 **·** 55 · 10–3 = – 89,16 Н м (7.18)  MyD = 0.  Изгибающие моменты в плоскости yoz (вертикальной):  MxA = 0;  MxC = RAy l2 = 341 · 55·10–3 = 18,76 Н·м (7.19)  MxC’ = MxC + Fa2 d2 / 2 = 18,76 + (177 · 159,01 / 2)·10–3 = 32,83 Н·м (7.20)  MxB = Fr3 l3 = 525 · 55 · 10–3 = 28,88 Н·м (7.21)  MxD = 0.  Крутящие моменты:  MкрAC = 0;  MкрCD = Ft2 d2 / 2 = TT = 100,41 Н·м (7.22)  Эпюры показаны ниже.  Суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях:  (7.23)  (7.24)  Так как МиВ > МиС, то расчет ведем по сечению В.  Эквивалентный момент в сечении В:  (7.25) | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 21 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Screenshot_1.jpg  Рисунок 5. – Эпюры выходного вала.  Эквивалентные напряжения и их оценка:  σэквB = МэквВ / WB ≤ [σи] (7.26)  WB = π dп3 / 32 = π · 403 / 32 = 6283 мм3 (7.27)  σэквB = 137,35 · 103 / 6283 = 21,87 МПа < [σи] = 50 МПа [8, с. 33, п. 3.7].  Статическая прочность вала обеспечивается.  Проверочный расчет вала на выносливость.  Screenshot_2.jpg  Рисунок 6. – Выходной вал редуктора.  Расчетные формулы [1, ф.(16.13)-(16.15); 3, ф.(10.19)-(10.22); 7,ф. (8.17)-(8.19);  10, § 11.3]:  (7.28)  (7.29) | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 22 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| (7.30)  Пределы выносливости материала вала:  σ–1 = 0,43 σв = 0,43 · 570 = 245 MПa (7.31)  τ–1 = 0,58 σ–1 = 0,58 · 245 = 142 МПа (7.32)  Характер изменения напряжений (циклы): в приводе ленточного конвейера напряжения изгиба в сечениях вала меняются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по отнулевому циклу.  Сечение С – C.  Screenshot_3.jpg  Рисунок 7. – Сечение С – С выходного вала редуктора.  Характеристика сечения: сечение нагружено изгибающим и крутящим моменами, концентратором напряжений является шпоночный паз. Размеры сечения: dзк = 42 мм, b = 12 мм, t1 = 5,0мм [7, табл. 8.9;10, табл. К42].  Максимальный изгибающий и крутящий моменты, действующие в сечении С - С: МиС = 32,97 Н·м,  МкрС = 100,41 Н·м.  Моменты сопротивления сечения [1, ф. (16.21), (16.24); 7, табл. 8.5; 10, табл. 11.1]:  изгибу Wнетто = π dзк 3/ 32 – b t1 (dзк – t1)2 /(2 dзк) = π 423 / 32 – 12·5 (42 – 5)2 /(2·42) = 6296 мм3 (7.33)  кручению Wкнетто = π dзк 3/ 16 – b t1 (dзк – t1)2 /(2 dзк) = π 42 / 16 – 12·5 (42 – 5)2 /(2·42) = 13569 мм3 (7.34)  Амплитуда и среднее напряжение цикла при изгибе:  σ*а* = МиС / Wнетто = 32,97·103 / 6296 = 5,2 МПа; σm = 0. (7.35)  Коэффициенты: Kσ= 1,6 [7, табл. 8.5; 10, табл. 11.2]; Kd(εσ) = 0,844 [7, табл. 8.8; 10, табл. 11.3]; Kv (β) = 1 (вал без поверхностного упрочнения); | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 23 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Коэффициент запаса усталостной прочности по изгибу:  sσ = 245 / (1,6·1·13,4 /0,844) = 9,64.  Амплитуда и среднее напряжение цикла при кручении:  τ*a* = τm = МкрС / (2 Wкнетто) = 100,41·103 / (2·13569) = 3,7 МПа (7.36)  Коэффициенты (рекомендации см. выше): Kτ = 1,5; Kd(ετ) = 0,724; Kv(β) = 1; ψτ = 0,1.  Коэффициент запаса усталостной прочности по кручению:  sτ = 142 / [1,5·3,7 / (0,714·1) + 0,1·6,19] = 16,92  Общий коэффициент запаса:  Выносливость и жесткость вала в сечении С – С обеспечивается.  Сечение В – B.  Характеристика сечения: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами, концентратором напрящжений является посадка подшипника на вал с натягом. Размер сечения: dп = 40 мм.  Screenshot_4.jpg  Рисунок 7. – Сечение В – В выходного вала редуктора.  Максимальный изгибающий и крутящий моменты, действующие в сечении:  МиB = 93,72 Н·м, МкрB = 100,41 Н·м.  Моменты сопротивления сечения:  изгибу Wнетто = π dп3 / 32 = π 403 / 32 = 6283 мм3 (7.37)  кручению Wкнетто = π dп3 / 16 = π 403 / 16 = 12566 мм3 (7.38)  Амплитуда и среднее напряжение цикла при изгибе:  σ*а* = МиВ / Wнетто = 93,72·103 / 6283 = 14,92 МПа; σm = 0. (7.39)  Kσ / Kd(εσ) = 2,7 [7, табл. 8.7; 10, табл. 11.2], так как давление напрессовки для  подшипников меньше 20 МПа, то выбранное табличное значение коэффициента  уменьшаем на 10% [7, примеч. 2 к табл. 8.7], Kσ / Kd(εσ) = 0,9·2,7 = 2,43; Kv(β) = 1  (вал без поверхностного упрочнения).  Коэффициент запаса усталостной прочности по изгибу: | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 24 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| sσ = 245 / (2,43·34,16) = 2,95  Амплитуда и среднее напряжение цикла при кручении:  τ*a* = τm = МкрВ / (2 Wкнетто) = 93,72·103 / (2·12566) = 3,73 МПа (7.40)  Коэффициенты (рекомендации см. выше): Kτ / Kd(ετ) = 0,6 Kσ / Kd(εσ) + 0,4 = 0,6·2,43 +0,4 = 1,86 [7, примеч. 1 к табл. 8.7; 10, табл. 11.2]; Kv(β) = 1; ψτ = 0,1.  Коэффициент запаса усталостной прочности по кручению:  sτ = 142 / (1,86·3,73 + 0,1·3,73) = 19,43  Общий коэффициент запаса:  Выносливость и жесткость вала в сечении В – В обеспечивается.  Сечение D – D.  Screenshot_5.jpg  Рисунок 8. – Сечение D – D выходного вала редуктора  Характеристика сечения: сечение нагружено только крутящим моментом, концентратором напряжений является шпоночный паз. Размеры сечения: d = 32 мм, b = 10 мм, t1 = 5,0 мм [7, табл. 8.9; 10, табл. К42].  Максимальный крутящий момент, действующий в сечении, МкрD = 100,41 Н·м.  Момент сопротивления сечения кручению:  Wкнетто = π d3 /16 – b t1 (d – t1)2 /(2 d) = π 323 / 16 – 10·5 (32 – 5)2 /(2·32) = 5865 мм3(7.41)  Амплитуда и среднее напряжение цикла:  τ*a* = τm = МкрС / (2 Wкнетто) = 100,41·103 / (2·5865) = 8,56 МПа (7.42)  Коэффициенты: Kτ = 1,5; Kd(ετ) = 0,72; Kv(β) = 1; ψτ = 0,1.  Коэффициент запаса:  Выносливость и жесткость вала в сечении D – D обеспечивается. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 25 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * 1. **8 Проверочный расчет подшипников качения тихоходного вала**   2. Расчетная схема:   3. ***Screenshot_6.jpg***   4. Рисунок 9. – Расчетная схема.   5. Радиальные нагрузки, действующие на подшипники:   6. (8.1)   7. (8.2)   На тихоходном валу редуктора установлены подшипники № 208Н**,** для которых d × D × T = 40 x 80 x 18 мм, С = 32000 Н, Со = 17800 Н.  Эквивалентная динамическая нагрузка.  Расчетная формула [1, с. 315; 3, ф.(23.26); 7 с. 212; 10, табл. 9.1]:  P = (X V Fr + Y F*a*) KбKт (8.3)  Коэффициенты: V = 1 [1, с. 316; 3, с. 269; 7, с. 212; 10, табл. 9.1]; Kб = 1,3 [3, табл. 23.4; 7, табл. 9.19; 10, табл. 9.4]; Кт = 1 (так как t < 100°C).  Осевые силы, действующие на подшипники:  F*a*1 = F*a* = 177 H; F*a*2 = 0.  Коэффициенты осевого нагружения е и осевой нагрузки Y выбираем по [3, табл. 23.3; 7, табл. 9.18; 10, табл. 9.2] в зависимости от отношения:  F*a* / C0 = 177 / 17800 = 0.010 (8.4)  Принимаем е = 0,196, Y = 2,23.  Коэффициенты X и Y назначаем пo отношениям Fa / (VFr) и коэффициенту e [3, табл. 22.3; 7, табл. 9.18; 10, табл. 9.1]:  F*a*1 / (VFr1) = 177 / (1·7399) = 0,024 < e = 0,196 (8.5)  следовательно, X1 = 1, Y1 = 0;  F*a*2 / (VFr2) = 0 / (1·1272) = 0 < e = 0,196 (8.6)  следовательно, X2 = 1, Y2 = 0. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 26 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Эквивалентные динамические нагрузки:  P1 = (1·1·7399 + 0·177)·1,3·1 = 9619 H;  Р2 = (1·1·1272 + 0·0)·1,3·1 = 1654 H.  Более нагруженной является опора 1.  Расчетная долговечность подшипника опоры 1 при α **=** 3 [1, с. 315, ф. (18.3); 7, с. 211, ф. (9.2); 10, c. 140]:  Lh1 = (C / P1)α [106 / (60 n)] = (32000 / 9619)3 [106 / (60·177)] = 3477 ч. (8.9)  Lh1 = 3477 ч > [Lh] = 1950 ч.  Выбранные подшипники по долговечности подходя. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 27 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * 1. **9 Расчет шпоночных соединений тихоходного вала**   Подбор и расчет шпоночного соединения под зубчатым колесом.  Диаметр вала под зубчатым колесом dзк = 42 мм, длина ступицы зубчатого колеса Lст = (1,2…1,5) dзк = (1,2…1,5) 42 мм = 50…63 мм. Принимаем Lст = 54 мм.  По диаметру вала из ГОСТ 23360-78 [7, табл. 8.9; 10, табл. К42] выбираем шпонку призматическую с b х h = 12 х 8 мм, t1 = 5,0 мм, t2 = 3,3 мм.  Длина шпонки l = Lст – 5...10 мм = 54 – 10 = 44 мм. По ГОСТ 23360-78 принимаем l = 45м.  Напряжения смятия и их оценка [1, § 8.1; 3, § 27.2; 7 § 8.4; 10§ 11.1]. Расчетная  формула [1, ф. (8.1); 3, ф. (27.13); 7, ф. (8.22); 10, с. 265]:  σсм = 2 T / (dзк K lp) ≤ [σсм] (9.1)  где К = h – t1 = 8 – 5 = 3 мм, lp = l – b = 45 – 12 = 33 мм, [σсм] = 100…150 МПа.  σсм = 2·168,1·103 / (42·3·33) = 80,8 МПа < [σсм] = 100 МПа.  Прочность шпоночного соединения обеспечивается.  Подбор и расчет шпоночного соединения на выходном конце вала.  Диаметр вала d = 32 мм (см. п., 5.7.3), длина ступицы шестерни Lст = (1,2…1,5)  d = (1,2…1,5) 32 мм = 38,4…48 мм. Принимаем Lст = 40 мм.  По диаметру вала из ГОСТ 23360-78 [7, табл. 8.9; 10, табл. К42] выбираем  призматическую шпонку с b х h = 10 х 8 мм , t1 = 5 мм, t2 = 3,3 мм.  Длина шпонки l = lк – 5...10 мм = 40 – 5= 35 мм. По ГОСТ 23360-78 принимаем  l = 32 мм.  Напряжения смятия и их оценка:  К = h – t1 = 8 – 5 = 3 мм, lp = l – b = 35 – 10 = 25 мм, [σсм] = 100…150 МПа (9.2)  σсм = 2·168,1·103 / (32·3·25) = 140,1 МПа < [σсм] = 150 МПа.  Прочность шпоночного соединения обеспечивается. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 28 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * 1. **9 Подбор упругой муфты по ГОСТ**   По диаметрам соединяемых валов d1 и d2 с учетом момента Т и частоты вращения n по [7, табл. 11.7; 10, табл. К25] выбираем муфту.  Муфта упругая с торообразной оболочкой 125-32.1-25.1 ГОСТ 20884-93.  Параметры выбранной муфты:  номинальный момент [Т] = 125 Н·м;  максимальная частота вращения nmax = 2460 мин –1;  диаметры соединяемых валов d = 25...36мм.  Проверяем муфту по вращающему моменту:  Tp = k T ≤ [T] (9.1)  где k = 1,4 [7, табл. 11.3; 10, табл. 10.26];  Tp = 1,4·33,16 = 46,42 Н·м < [Т] = 125 Н·м  Выбранная муфта по моменту подходит.  Проверяем муфту по частоте вращения:  n = 950 мин – 1 < [nmax] = 2460 мин-1.   * 1. Выбранная муфта по частоте вращения подходит.   2. ***Screenshot_7.jpg***   3. Рисунок 10. – Муфта упругая с торообразной оболочкой 125-32.1-25.1 ГОСТ 20884-93. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 29 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * 1. **10 Подбор шариковой предохранительной муфты**   Конструкция шариковой предохранительной муфты приведена на рисунке ниже. При увеличении момента на зубчатом колесе 1 сверх момента предохранения шарики 2 выталкиваются из лунок, выполненных в ступице зубчатого колеса или подобной детали, преодолевая силу сжатия пружин 3, и освобождают колесо 1 от сцепления с валом 4. С помощью гайки 5 регулируют момент предохранения. Стопорная шайба 6 предохраняет гайку 5 от самоотвинчивания. Шпонка 7 и втулка 9 служат для тех же целей, что и аналогичные детали кулачковой муфты. Стопорная шайба 8 фиксирует от произвольного перемещения обойму 10 с шариками 2. Подшипник скольжения 9 стабилизирует момент срабатывания муфты.  ***Screenshot_8.jpg***  Рисунок 10. – Муфта предохранительная шариковая.  По ГОСТ 15621 при максимальном крутящем моменте 137,35 Нм выбираем: муфта предохранительная шариковая 160-32-1, у которой максимальный крутящий момент 160 Нм. Диаметр D = 125 мм. Тогда диаметр центров расточки гнезд под пружины (D0) определится соотношением ([6] стр.23): | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 30 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| (10.1)  Зазор ∆2min выбирают из технологических соображений, для приборных конструкций и материалов можно принять ∆2 min ≈ 0,25 мм, промежуток ∆1min ≈0,4мм, размер ∆1 назначают в пределах 0,4…0,5 мм.  Суммарная сила пружин:  (10.2)  где – угол конуса лунки для шарика 45...55о;  - угол трения шарика и лунок ступицы колеса 1, (примерно 8,5о);  - угол трения шарика и обоймы 10; при стальной обойме, χ = 8,5о, при бронзовой обойме χ = 6о (шарики стальные);  Р – окружная сила:  (10.3)  где Мпр = Мmax = 137,35 Нм.  Вместо лунок под шарики в торце ступицы колеса 1 можно фрезеровать радиальные пазы с поперечным сечением, как указано в сечении В – В на рисунке 10.  Сила одной пружины:  (10.4)  Сила срабатывания пружин:  (10.5) | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 31 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * 1. **11 Используемая литература**   1. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. – 3-е изд., стереот. – М.:Альянс, 2005. – 416 с.  2. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие для сред. спец. учеб. заведений по техн. специальностям / А.Е Шейнблит. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград: Янтарный сказ, 2002.–455с. 3. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие для втузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Альянс, 2008. – 590 с.  4. Детали машин: учеб. для вузов./ П.Г. Гузенков - 4-е изд., испр./ Стереотипное издание. –М: «Издательство Альянс», 2016. – 359с.  5. Прикладная механика: конспект лекций / О.Н. Цуканов, Р.И. Зайнетдинов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2014г. – 187с.  6. «Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование». Под ред. Тищенко О.Ф. Высш. школа. 1982, ч.1, ч.2. | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | Лист |
|  |  |  |  |  | 32 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |