##### *Министерство образования Республики Беларусь*

*УО «Минский государственный автомеханический колледж»*

*2-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»*

*Группа*

*КУРСОВОЙ ПРОЕКТ*

*Техническая механика*

*Одноступенчатый горизонтальный конический*

*прямозубый редуктор*

*ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА*

*Исполнитель: …………….*

*Консультант: Н.М. Сорочан*

*2007*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Содержание**  Введение 4  1 Выбор электродвигателя и кинематический расчёт 5  2 Расчёт зубчатой передачи 7  3 Предварительный расчёт валов редуктора 16  4 Конструктивные размеры зубчатой пары 19  5 Размеры элементов корпуса и крышки редуктора 20  6 Подбор подшипников 22  7 Проверка прочности шпоночных соединений 28  8 Уточнённый расчёт валов 29  9 Выбор посадок 34  10 Смазка редуктора 35  11 Описание конструкции и сборки редуктора 36  12 Технико-экономические показатели 37  Заключение 40  Список литературы 41  Приложение. Спецификация | | | | | | | | | | |
|  |  |  |  |  | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | | | |
|  |  |  |  |  |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
| Разраб. | | ……….. |  |  | Горизонтальный конический  прямозубый  редуктор | Лит. | | | Лист | Листов |
| Провер. | | Сорочан Н.М. |  |  |  | у |  | 3 | 44 |
| Т. контр. | |  |  |  | МГАК гр… | | | | |
| Н. контр. | |  |  |  |
| Утв. | |  |  |  |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Введение Одним из важнейших факторов научно-технического прогресса, способствующих скорейшему совершенствованию общественного производства и росту его эффективности, является проблема повышения уровня подготовки специалистов.  Решению этой задачи способствует выполнение курсового проекта по «Деталям машин», базирующегося на знаниях физико-математических и общетехнических дисциплин: математики, теоретической механики, сопротивления материалов, технологии металлов, черчения.  Объектом курсового проектирования является одноступенчатый редуктор – механизм, состоящий из зубчатой передачи, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.  Назначение редуктора - понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим валом.  Редуктор проектируется по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения, что характерно для специализированных заводов, на которых организовано серийное производство редукторов. | | | | | | |
|  |  |  |  |  | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  | 4 |
| Изм | Лист | № докум | Подп. | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1. **Выбор электродвигателя и кинематический расчёт**   1.1 Составляем кинематическую схему      1.2 Определяем общий КПД редуктора  η = η3 · ηп2 [5,с.5]  где η3 – КПД пары прямозубых конических зубчатых колёс;  η3 = …[5,с.5];  ηп – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников качения;  ηп = …[5,с.5].  η = …= …  1.3 Определяем мощность на ведомом валу  η= Р2/Р1  Р2 = Р1 · η  Р2 = … = …кВт  1.4 Определяем частоту вращения ведомого вала  U = n1 / n2  n2 = n1 / U  n2 = …= …мин-1 | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  |  | |  | | 5 | |
| Изм | Лист | № докум | Подп. | | Дата | |
| 1.5 Подбираем электродвигатель по исходным данным, поскольку вал двигателя соединяется с быстроходным валом редуктора муфтой.  Р1=…кВт; n1=…мин-1.  Примечание: при подборе мощности двигателя допускается его перегрузка до 5…8% при постоянной нагрузке и до 10…12% при переменной нагрузке[2,с.5]; отклонение частоты вращения вала двигателя от заданной допускается +3%[5,с.8].  Выбираем электродвигатель с номинальной мощностью равной или несколько превышающей Р1 и с угловой скоростью близкой к n1. Принимаем электродвигатель единой серии 4А тип …, для которого:  Рдв=…кВт;  nдв=…мин-1;  dдв=…мм.  Окончательно принимаем Р1=…кВт.  1.6 Проверяем отклонение частоты вращения вала двигателя от заданной для быстроходного вала редуктора:  (nдв–n1)/ nдв·100%  …=…%  Принимаем n1=…мин-1.  1.7 Определяем мощность на ведомом валу:  Р2 =Р1· η  Р2 = … = …кВт  1.8 Уточняем частоту вращения ведомого вала редуктора  U= n1/n2  n2= n1/U  n2=…= …мин-1  1.9 Определяем вращающие моменты на ведущем и ведомом валах Те1 и Те2  Те1= 9,55· Р1/ n1  Те1= …= …Н·м  Те2 = Те1· U· η  Те2= …= …Н·м | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  |  | |  | | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | Лист | | |
|  |  |  |  | |  | | | 6 | | |
| Изм | Лист | № докум | Подп. | | Дата | | |
| 2 Расчёт зубчатой передачи 2.1 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений  2.1.1 Поскольку в проектном задании к редуктору не предъявляется жестких требований в отношении габаритов передачи, а изготовление колес осуществляется в условиях мелкосерийного производства, то выбираем материалы со средними механическими качествами.  Принимаем для шестерн ..., для колеса – ... Так как передаваемая мощность невелика и для достижения лучшей приработки, твердость колес должна быть не более НВ 350. Кроме того, в проектном задании указывается, что редуктор должен быть общего назначения, а для таких редукторов экономически целесообразно применять колеса с твердостью меньше или равной 350НВ.  Учитывая, что число нагружений в единицу времени зубьев шестерни в передаточное число больше числа нагружений зубьев колес, для обеспечения одинаковой контактной выносливости механические характеристики материала шестерни должны быть выше, чем материалы колеса.  НВ1= НВ2 + (20…70) [6,с.48]  Для выполнения этой рекомендации назначаем соответствующий режим термообработки, полагая, что диаметр заготовки шестерни не превысит 100 мм, а колеса 300мм.  Шестерня: ...; термообработка -...;  НВ1=...  Принимаем: НВ1 =...; σу =...МПа; σu=...МПа[5,с.34].  Колесо: ...; термообработка -...;  НВ2=... [4,с.173].  Принимаем: НВ2 =...; σу =...МПа; σu=...МПа[5,с.34].  НВ1 – НВ2 = ...= ...  что соответствует указанной рекомендации.  2.1.2 Определяем допускаемые контактные напряжения при расчёте на контактную усталость  σнр = ((σн lim в· ZN )/ )SH)· ZR · ZV · ZL · ZX [1,с.14]  где σнlimв –предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений.  σн lim в = 2· НВ + 70 [1,с.27] | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  |  | |  | | 7 | |
| Изм | Лист | № докум | Подп. | | Дата | |
| σн lim в1 = 2·...+ 70 =...МПа  σн lim в2 = 2· ... + 70 =...МПа  ZN –коэффициент долговечности, учитывающий срок службы передачи. Поскольку в проектном задании указано, что редуктор предназначен для длительной работы, то есть число циклов NN больше базового No, то ZN=...[5,с.33];  ZV –коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;  ZR –коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;  ZL –коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала;  ZX – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.  ГОСТ 21357-87 рекомендует для колёс d‹1000 мм принимать  ZR · ZV · ZL · ZX = ... [1,с.57]  SH – коэффициент запаса прочности.  Для нормализованных и улучшенных сталей SН=...[1,с.24].  σнр1 =... =...МПа  σнр2 =... = ...МПа  В качестве расчётного значения для конических передач принимаем:  σнр = σнр2 = ...МПа  2.1.3 Определяем допускаемые изгибающие напряжения при расчете на усталость  σFP = σFlim в· YN / SFmin · YR · YX · Yδ [1,с.5]  где σFlimв –предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений.  σF lim в = 1,8 · НВ [5,с.45]  σF lim в1 = 1,8 · ...= ...МПа  σF lim в2 = 1,8 · ... = ...МПа  SFmin –минимальный коэффициент запаса прочности;  SFmin =...[1,с.35];  Принимаем: SFmin =...  YN –коэффициент долговечности, зависящий от соотношения базового и эквивалентного циклов; | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  |  | |  | | 8 | |
| Изм | Лист | № докум | Подп. | | Дата | |
| YN =...[5,с.45];  YR –коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности, он отличен от 1 лишь в случае полирования переходной поверхности;  YR = ...[5,с.46];  YX –коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.  При dа≤300 мм YX=...[5,с.46];  Yδ –опорный коэффициент, учитывающий чувствительность материала концентрации напряжений;  Yδ =...[1,с.124].  σFP1 =... = ...МПа  σFP2 =...= ...МПа  2.2 Проектировочный расчёт передачи на контактную усталость активных поверхностей зубьев  [4,с.269]  где Кd – вспомогательный коэффициент;  Кd = 77 МПа 1/3 для прямозубых передач[1,с.57];  Ψвd1 –коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра;  Принимаем по рекомендации Ψвd1=…[5,с.32].  Кнβ -коэффициент неравномерности, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Выбираем по графикам в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев, схемы нагружения Ψвd1·cosδ1, для чего определяем углы делительных конусов:  tgδ2 = U [5,с.50]  δ2 = arctg U  δ2 =arctg…= …  δ1 = 90˚-δ2  δ1 = 90– …=…  cosδ1 = …  Величина - Ψвd1·cosδ1 = …= …  Определяем Кнβ =…[5,с.39].  Итак:  d1=…=…мм  Принимаем: d1=...мм. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 9 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| 2.2.2 Определяем ширину зубчатого венца  в = Ψвd1· d1  в = …= …мм  Принимаем в=…мм[4,с.172].  2.2.3 Определяем внешний делительный диаметр шестерни dе1  de1 = d1+ в · sin δ1  de1 =… = …мм  2.2.4 Определяем внешнее конусное расстояние  Re = de1 / (2 · sin δ1) [5,с.50]  Re = …= …мм    2.2.5 Проверяем рекомендацию  ΨвRe = в/ Re ≤ 0,3  ΨвRe –коэффициент ширины зубчатого венца.  ΨвRe = …= … ≤ 0,3  что соответствует рекомендации[5,с.49].  2.2.6 Определяем внешний окружной модуль mе по рекомендации  в ≤ 10 · mе [5,с.53]  me = в/10  me = … = …мм  По СТСЭВ 310-76 принимаем mе=…мм [3,с.169].  2.2.7 Определяем средний окружной модуль m  m = me· (1 – 0,5 · ΨвRe) [5,с.52]  m = … = …мм  2.2.8 Определяем число зубьев z1 и z2  Z1 = de1/ me > Zmin [5,с.49-50] | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 10 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Zmin= 17.  Z1 = … = …  Принимаем Z1=...  U = Z2/ Z1 [5,с.49]  Z2 = U · Z1  Z2= … = …  Принимаем Z2=...  2.2.9 Уточняем параметры  de1= me· Z1  de1= … = …мм  de2= U · de1  de1=… = …мм  Средние делительные диаметры:  d = de· (1 - 0,5 · ΨвRe)  d1 = …= …мм  d2 = … = …мм  Среднее конусное расстояние R:  R = Re – 0,5 · в [5,с.50]  R = …= …мм  2.3 Проверочный расчет передачи на контактную усталость активных поверхностей зубьев выполняем по условию контактной прочности  [4,с.269]  где ZЕ–коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колёс;  ZЕ=...[1,с.113];  ZН –коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в зацеплении;  ZН=...[1,с.113];  Zε –коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;  Zε=... | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 11 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| WHt – удельная расчётная окружная сила  WHt = КН · Ft / в    КН –коэффициент нагрузки, определяется по зависимости:  Кн = КА · КHv · KHβ · KHα  [1,с.14]  где КА–коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;  КА=...[1,с.14];  КHv –коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса.  V = 0,1· nдв· d1/ 2000 V =…=…м/с При такой скорости следует принять 8 степень точности и тогда:  КHv=... [5,с.40];  KHβ –коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;  KHβ =... [5,с.39],[1,с.58];  KHα –коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;  KHα=...[1,с.18].  КН = …= …  Ftf = 2 · Te1 · 103 / d1 [5,с.51]  Ftf = …= …H  WHt = … = …Н/мм  σн=…=…МПа  Определяем % недогрузки:  (σн – σнр)/σнр· 100%  …= …%  Недогрузка ‹ 10%, что допустимо, так как по принятым в машиностроении нормам для σн допускается отклонение +5% (перегрузка) и –10% (недогрузка). | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | Лист | | |
|  |  |  | |  | |  | | 12 | | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Примечание: если отклонение выходит за указанные пределы, то размеры и другие параметры передачи необходимо откорректировать.  Рекомендуется:  1. В небольших пределах изменить ширину колеса (при перегрузках увеличить, при недогрузках уменьшить);  2. Выбрать другой режим термообработки поверхностей зубьев и соответственно изменить твердость поверхности зубьев, что приводит к уменьшению или увеличению σнр.  2.4 Проверочный расчёт на усталость по напряжениям изгиба выполняем по условию прочности  σF ≤σFP [1,с.29]  Расчётное местное напряжение при изгибе определяем по формуле:  σF = KF · YFS· Yβ · Yε · FtF/(0,85 · в · m) ≤ σFP [1,с.29]  Для коэффициента нагрузки КF принимают:    КF = КА· КFv· KFβ· KFα [1,с.29]  где КА –коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;  КА=...[1,с.29];  КFv –коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса;  КFv=...[5,с.43];  KFβ –коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;  KFβ=…[1,с.59];  KFα –коэффициент, учитывающий (форму зуба и концентрацию напряжений) распределение нагрузки между зубьями;  KFα = …[1,с.31].  KF =… =…  YFS –коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений.  Zred = Z/ cosδ [3,с.148]  Zred1 = Z1/ cosδ1  Zred1 = … = … | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 13 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| При этом YF1=…[1,с.38],[5,с.42].  Zred2 = Z2/ cosδ2  Zred2 = … = …  При этом YF2=…[1,с.38],[5,с.42].  Расчёт следует выполнять для менее прочного колеса, то есть у которого отношение σFP/YF меньше.  Шестерня: σFP1/YF1 =…=...  Колесо: σFP2/YF2 =… =...  Значит, расчёт ведём по колесу YFS =...  Yβ –коэффициент, учитывающий наклон зуба;  Yβ=…[1,с.32];  Yε –коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:  Yε =…[1,с.32].  σF=…=...МПа  что значительно ниже σFР=МПа, но это нельзя рассматривать как недогрузку данной передачи, поскольку основным критерием её работоспособности является контактная усталость.   * 1. Определение геометрических параметров колёс   2.5.1 Внешняя высота головки зуба hае  hае = me   [5,с.50]  hае= …мм  Внешняя высота ножки hfе  hfе =1,2 · me [5,с.50]  hfе = … = …мм  2.5.2 Внешний диаметр вершин зубьев dае  dае = de + 2 · hae· cosδ [5,с.50]  dае1 = … = …мм  dае2 = … = …мм  Внешний диаметр впадин зубьев dfe:  dfe =de – 2 · hfe· cosδ [5,с.50] | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 14 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| dfe1 = … = …мм  dfe2 = … = …мм  2.5.3 Угол головки зуба θа  tgθа = hae/Re  θа = arctg(hae/Re)  θа = arctg…= …  2.5.4 Угол ножки зуба θf  tgθf = hfe/Re  θf = arctg(hfe/Re)  θf = arctg… =…   * 1. Определение сил, действующих в зацеплении   2.6.1 Окружная сила Ft  Ft = 2 · Te1/ d1 [3,с.286]  Ft = …= …H  2.6.2 Радиальная сила Fr  Fr1 = Ft · tgαw · cosδ1   [4,с.263]  Fr1= … = …H  Fr1 = Fa2  αw=20˚  2.6.3 Осевая сила Fa  Fa1 = Ft · tgαw· cosδ2   [4,с.263]  Fa1= … = …H | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 15 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| 3 Предварительный расчёт валов редуктора   3.1 Вал редуктора испытывает совместное действие изгиба и кручения, причём характер изменения напряжений – повторно-переменный, поэтому основным расчётом валов является расчёт на выносливость, но в начале расчёта известны только крутящий момент Т, который численно равен передаваемому вращающему моменту Те. Изгибающие моменты Ми оказывается возможным определить лишь после разработки конструкций вала, когда, согласно чертежу, выявляется его длина. Кроме того, только после разработки конструкции определяются места концентраций напряжений: галтели, шпоночные канавки и т.д.  Поэтому, прежде надо сделать предварительный расчёт валов, цель которого – определить диаметры выходных концов валов.  Расчёт проводим условно только на кручение, исходя из условия прочности при кручении  τ ≤ τadm  где τadm –допускаемое напряжение на кручение.  Поскольку мы заведомо пренебрегаем влиянием изгиба и концентрацией напряжений, то эту ошибку компенсируем понижением допускаемых напряжений.  Выбираем материал для валов: ведущий вал –...; ведомый вал – ..., для которого τadm = ... МПа.  τ –касательное напряжение, возникающее в расчётном сечении вала.    где Т –крутящий момент.  Ведущий вал: Тe1=…Н·мм; ведомый вал: Те2=…Н·мм.  Wр –полярный момент сопротивления сечения.  Wр = 0,2· dв³  Подставляем значения в условие прочности, получим ведущий вал: | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | | |
|  |  |  | |  | |  | | 16 | | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| dв1=…=...мм  Полученный результат округляем по ГОСТ 6636–69 до ближайшего большего значения из ряда R40[5,с.161].  Принимаем dв1=…мм.  Ведущий вал редуктора соединяем с валом двигателя, чтобы выполнялось соотношение dв1/dдв ≤0,75.  dдв=…мм;  dв1=…=…мм  Принимаем dв1=…мм, согласуя с ГОСТ6636-69[5,с.161].  Ведомый вал:    dв2=…=...мм  Полученный результат округляем по ГОСТ 6636–69 до ближайшего большего значения из ряда R40[5,с.161].  Принимаем dв2=…мм.  3.2 Основные нагрузки, действующие на валы, возникают в зубчатом зацеплении:  Fa=…H;  Fr=…H;  Ft=…H.  Собственный вес вала и насаженных на нем деталей не учитываем, поскольку они играют роль лишь в весьма мощных передачах, где сила тяжести деталей выражаются величиной того же порядка, что и силы в зацеплении.  Силы трения в опорах не учитываются. Большинство муфт, вследствие неизбежной несоосности соединяемых валов, нагружают вал дополнительной силой Fм.  При расчете валов можно приблизительно считать    Fм=…=...Н  где вращающий момент [Н·м], Те2 = Т2.  На тихоходном валу редуктора, где вращающий момент значителен, должна быть предусмотрена расчётная консольная нагрузка | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 17 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Fм, приложенная к середине выступающего конца вала.  Направление силы Fм в отношении окружной силы Ft может быть любым, так как это зависит от случайных неточностей монтажа.  Поэтому в расчётных схемах силу Fм направляем так, чтобы она увеличивала напряжение от окружной силы Ft (худший случай).  На расчётных схемах все силы, действующие на вал, а так же вращающие моменты как сосредоточенные, приложенные к середине ступиц, хотя в действительности они распределены по длине ступицы.  3.3 Диаметры под подшипники и колесо  3.3.1 Ведущий вал:  Диаметр под подшипники  dn1 = dв1 + 2· t  где t=...мм[6,с.108].  dn1 = ...= ...мм  Принимаем dn1=...мм.  3.3.2 Ведомый вал:  Диаметр под подшипники  dn2 = dв2 + 2 · t  где t=...мм[6,с.108].  dn2 = ...= ...мм  Принимаем dn2=...мм.  Посадочный диаметр под колесо:  dk2 = dn2 + 3,2 · r  где r –радиус галтели;  r=...мм[6,с.108].  dk2 = ... = ...мм  Принимаем dк2=...мм. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 18 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| **4 Конструктивные размеры зубчатой пары**  Шестерню выполняем за одно целое с валом; её размеры определены выше[5,с.232]:  b=...мм; dae1=...мм; de1=...мм; dfe1=...мм.  Колесо кованое. Его размеры:  dае2=...мм; dfe2=...мм; de2=...мм.  Определим другие размеры зубчатого колеса [5,с.232].  4.1 Диаметр ступицы  dст= 1,6 · dk2  dcт= ... = ...мм  Принимаем dcт=...мм.  4.2 Длина ступицы  lcm= (1,2 ÷1,5)· dk2  lcm=(1,2÷1,5) · ...= …÷...мм  Принимаем lcm=...мм.  4.3 Толщина обода  δо= (3÷4) · m  δо= (3÷4) · ... = …÷...мм  Принимаем δо=...мм.  4.4 Толщина диска  С = (0,1÷0,17) · Rе  С = (0,1÷0,17) ·...= …÷...мм  Принимаем С=...мм.  4.5 Фаска  h = 0,5 · me  h = 0,5 · ... =...мм  Принимаем h=...мм. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 19 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| **5 Размеры элементов корпуса и крышки редуктора**  5.1 Толщина стенок корпуса и крышки  δ = 0,05 · Rе + 1  δ = 0,05 · ...+ 1 = ...мм [2,с.241]  Принимаем δ=...мм.  δ1 = 0,04 · Rе + 1  δ1 = 0,04 ·... + 1 = ...мм  Принимаем δ1=...мм.  5.2 Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса  b = 1,5 · δ  b = 1,5 · ... = ...мм  5.3. Толщина нижнего пояса (фланца) крышки  b1 = 1,5 · δ1  b1 = 1,5 · ... = ...мм  5.4 Толщина нижнего пояса корпуса  р = 2,35 · δ  р = 2,35 · ... = ....мм  Принимаем р=...мм.  5.5 Толщина рёбер основания корпуса  m = (0,85÷1) · δ  m = (0,85÷1) · ...= …÷...мм  Принимаем m=...мм.  5.6 Толщина рёбер крышки  m1 = (0,85÷1) · δ1  m1 = (0,85÷1) · ...= …÷...мм  Принимаем m1=...мм.  5.7 Диаметр болтов:  5.7.1 Фундаментных  d1 = 0,072 · Re + 12 | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 20 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| d1 = 0,072 ·... + 12 = ...мм  Принимаем фундаментные болты с резьбой М...  5.7.2 Болтов у подшипников  d2= (0,7÷0,75) · d1  d2= (0,7÷0,75) · ... =…÷...мм  Принимаем болты с резьбой М...  5.7.3 Болтов, соединяющих основание корпуса с крышкой  d3= (0,5÷0,6) · d1  d3= (0,5÷0,6) ·... = …÷...мм  Принимаем болты с резьбой М... | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 21 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| **Горизонтальная плоскость**  **2**  **2**  **2**  **1**  **1**  **1**  **Вертикальная плоскость**  **С1**  **f1**  **Ry2**  **Ry2**  **Ry1**  **Rx2**  **Rx1**  **Ry1**  **Rx2**  **Rx1**  **Fr**  **Ft**  **Fa**  **Fr**  **Ft**  **m** 6 Подбор подшипников Ведущий вал  Силы, действующие в зацеплении:  Ft=...Н;  Fr=...Н;  Fa=...Н.  Из первого этапа компоновки:  f1=...мм;  с1=...мм.  Из предыдущих расчётов:  n1 –частота вращения ведущего вала;  n1=...мин-1;  d1=...мм.  Составляем расчётную схему вала: | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 22 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Определяем реакции опор.  Горизонтальная плоскость:  ΣМ1=0;  Rx2 · с1 – Ft · f1 = 0;  Rx2= Ft · f1/ с1;  Rx2= ... = ...H  ΣМ2=0;  Rx1· с1 – Ft · (с1+ f1) = 0;  Rx1 = (Ft · (с1+ f1))/ с1;  Rx1 = ... =...H.  Проверка:  ΣFiy =0;  Rx2 – Rx1 + Ft = 0;  ... = 0.  Вертикальная плоскость:  ΣМ1 = 0;  Ry2· с1 – Fr · f1 + m = 0;  m = Fa· d1 / 2;  m = ...= ...H·мм;  Ry2 =(Fr· f1 – m)/ c1;  Ry2 = ...= ...H.  ΣМ2 = 0;  Ry1· с1 – Fr · (с1+ f1) + m = 0;  Ry1 = (Fr· (с1+ f1) – m)/ c1 ;  Ry1= ...= ...H.  Проверка:  ΣFiy =0;  Ry2 – Ry1 + Fr = 0;  ...= 0.  Суммарные реакции    *R1=...Н*    *R2=...Н*  Предварительно намечаем роликовые конические подшипники №7206 для которых:  d=...мм; Д=62мм; Т=17,25мм; В=16мм; С=31000H; е=0,36; Y=1,64. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 23 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников определяются по формуле: S = 0,83 · e · R где е – параметр осевого нагружения.  S1 =0,83 · 0,36 · 1550,6 = 463,3H  S2 =0,83 · 0,36 · 573,3 = 171,3H  При S1›S2; Fa›0 осевые нагрузки подшипников:  Fa1= S1 = 463,3H  Fa2 = S1 + Fa  Fa2 = 463,3 + 125,31 = 588,6Н    Рассмотрим левый подшипник:  Отношение Fa2/ R2 = 588,6 / 573,3 = 1,027 › e  Следовательно, эквивалентную нагрузку определяем с учётом осевой нагрузки.  Эквивалентная нагрузка определяется по формуле:  Fred2 = (X · V · R2 + Y · Fa2) · Kδ · Kт  где Х, Y –коэффициент радиальной и осевой нагрузок;  Х=0,4;  Y=1,64;  Kδ –коэффициент безопасности;  Kδ=1,2;  Кт –температурный коэффициент;  Кт=1;  V –коэффициент вращения кольца;  V=1 при вращении внутреннего кольца подшипника.  Fred2=(0,4 · 1 · 573,3 + 1,64 · 588,6) · 1,2 · 1 = 1433,6H  Расчётная долговечность, млн.об.  L = (C/Fred2)10/3  L = (31000/1433,6)10/3= 28171 млн.об.  Расчётная долговечность, часов:  Lh = L · 106/ (60 · n1)  Lh = 28171 · 106/ (60·1445) = 324926часов | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 24 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Рассмотрим правый подшипник  Fa1/R1 = 463,3 / 1550,6 = 0,299 ‹ e .  Следовательно, при определении эквивалентной нагрузки осевые силы не учитываем.  Эквивалентная нагрузка:  Fred1 = V · R1 · Kδ · Kт  Fred1 = 1 · 1550,6 · 1,2 · 1 = 1860,7H  Расчётная долговечность, млн.об.  L = (С/Fred1)10/3  L = (31000 / 1860,7)10/3 = 11811млн.об.  Расчётная долговечность, часов  Lh = L · 106/ (60 · n1)  Lh = 11811 · 106/ (60 · 1445) = 136229часов  Найденная долговечность приемлема.  Ведомый вал.  Силы в зацеплении:  Ft=927H;  Fa=313,28H;  Fr=125,31H.  Из предыдущих расчётов:  n2 –частота вращения ведомого вала;  n2=578мин-1;  d2=196,06мм.  Из первого этапа компоновки:  c2=160мм;  f2=82мм;  L=114мм.  Нагрузка от муфты Fм=1201,5H.  Составляем расчётную схему вала и определяем реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 25 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| **Горизонтальная плоскость**  **Вертикальная плоскость**  **3**  **3**  **3**  **4**  **4**  **4**  **Ry3**  **Ry3**  **Rx3**  **Rx4**  **Ry4**  **Rx4**  **Ry4**  **Ft**  **Fr**  **Fa**  **FM**  **Ft**  **Fr**  **FM**  **m**  **Rx3**  **c2**  **f2**  **L**  Горизонтальная плоскость:  ΣМ3 =0;  Ft · c2 – Rx4 · (c2 + f2) + Fm · (c2 + f2 + L) = 0;  Rx4 = (Ft · c2 + Fm · (c2 + f2 + L)) / (c2 + f2);  Rx4 = (927 · 160 + 1201,5 · (160 + 82 + 114))/ (160 + 82) = 2380,4H.  ΣМ4=0;  Fm · L – Ft · f2 – Rx3 · (c2 + f2) = 0;  Rx3 = (Fm · L – Ft · f2) / (c2 + f2);  Rx3 = (1201,5 · 114 – 927 · 82) / (160 + 82) = 251,9H.  Проверка:  ΣFix= 0; Rx4 – Fm – Ft – Rx3 = 0;  2380,4 – 1201,5 – 927 – 251,9 = 0.    Вертикальная плоскость:  ΣМ3= 0;  Ry4 · (c2 + f2) – Fr · c2 – m = 0;  m = Fa · d2 / 2;  m = 313,28 · 196,06 / 2 = 30710,84Н·мм;  Ry4 = (Fr · c2 + m) / (c2 + f2);  Ry4 = (125,31· 160 + 30710,84) / (160 + 82) = 209,8H. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 26 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| ΣМ4 = 0;  Ry3 · (c2 + f2) + Fr · f2 – m = 0;  Ry3 = (m ─ Fr · f2) / (c2 + f2);  Ry3 = (30710,84 – 125,31 · 82) / (160 + 82) = 84,4H.  Проверка:  ΣFiy=0; Ry3 + Fr – Ry4 = 0;  84,4 + 125,31 – 209,8 = 0.  Суммарные реакции:          Осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников определяем по формуле: S = 0,83 · e · R где е – параметр осевого нагружения;  е=0,37 для роликовых конических подшипников №7207;  d=35мм; Д=72мм; Т=18,25мм; С=38500H; У=1,62.  S3 = 0,83 · 0,37 · 265,7 = 81,6H  S4 = 0,83 · 0,37 · 2389,6 = 733,8H  При S4 › S3; Fa ‹ S4 › S3;  Тогда Fa3 = S4 ─ Fa.  Fa4 = S4 = 733,8Н  Fa3 = 733,8 – 313,28 = 420,6H  Рассмотрим правый (нижний) подшипник:  Fa4/R4 = 733,8 / 2389,6 = 0,307 ‹ e  Следовательно, осевые силы не учитываем.  Эквивалентная нагрузка  Fred4 = V · R4 · Kδ · Kт  Fred4 = 1· 2389,6 · 1,2 · 1 = 2867,5H  Расчётная долговечность в млн.об.  L = (C / Fred4)10/3  L = (38500 / 2867,5)10/3 = 5752млн.об.  Расчётная долговечность в часах:  Lh = L · 106/ (60 · n2)  Lh = 5752 · 106/ (60 · 578) = 165868часов | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 27 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| 7 Проверка прочности шпоночных соединений Шпонки призматические со скруглёнными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок – по ГОСТ 23360–78.  Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.  Напряжения смятия и условие прочности по формуле:    Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице.  σcм.adm = 90…150 МПа  Ведущий вал:  d=24мм; b×h=8×7мм; t1=4мм; длина шпонки L=32мм; момент на ведущем валу Т1=36349Н·мм.    σcм  ‹ σcм.adm  Ведомый вал:  Из двух шпонок – под зубчатым колесом и на выходном конце вала – более нагружена вторая (меньше диаметр вала и поэтому меньше размеры поперечного сечения шпонки).  Проверяем шпонку на выходном конце вала:  d=28мм; b×h=8×7мм; t1=4мм; длина шпонки L=56мм; момент на валу Т2=85421Н·мм.    σcм  ‹ σcм.adm | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 28 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| 8 Уточнённый расчёт валов 8.1 Ведущий вал  Выполнение уточнённого расчёта ведущего вала не имеет смысла, так как его диаметр был преднамеренно увеличен для того, чтобы соединить вал двигателя и выходной конец ведущего вала стандартной муфтой, чем был обеспечен запас прочности.  8.2 Ведомый вал  Составляем расчётную схему нагружения вала, используя значения реакций опор в двух плоскостях, полученные при подборе подшипников.  Устанавливаем два предполагаемых опасных сечения, подлежащих проверке на усталостную прочность: сечение А-А, проходящее через середину венца зубчатого колеса (dk2=45мм), и сечение Б-Б, проходящее через опору у выходного конца вала (dп2=35мм).  Для этих сечений соблюдается условие:  S ≥ Sadm  где Sadm  -заданный или требуемый коэффициент запаса прочности;  Sadm =1,3…2,1 [6,с.145];  S -расчётный коэффициент запаса прочности.    где Sσ , Sτ –коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:      где σ-1 и τ–1 –пределы выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов при симметричном цикле изгиба и кручения.  Для углеродистых конструкционных сталей  σ-1 = 0,43 · σu  τ–1 = 0,58 · σ-1 | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 29 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Для стали 45 σu =560МПа.  σ-1 = 0,43 · 560 = 240,8МПа  τ–1 = 0,58 · 240,8 = 139,7МПа  σа и τа –амплитуды напряжений цикла;  σm и τm –средние напряжения цикла;  Ψσ и Ψτ –коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений;  где Кσ  и Кτ  -эффективные коэффициенты концентраций напряжений;  Кd –коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;  КF –коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности.  В расчётах валов принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному, а касательные по отнулевому циклу.  Для симметричного цикла:  σm =0  σa = σu = Mu/Wxнетто  где Ми –результирующий изгибающий момент,    где Мх, Му -изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях;  Wхнетто –осевой момент сопротивления сечения при изгибе.  Для отнулевого цикла:  τа = τm = τ/2 = T/2Wpнетто  где Т –крутящий момент;  Wрнетто –полярный момент сопротивления сечения при кручении.  Сечение А-А:  Концентратор напряжений – шпоночный паз.  Кσ =1,9; Кτ=1,7; Кd=0,83; КF=0,95; ψσ =0,2; ψτ=0,1. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 30 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Сечение Б-Б:  Концентратор напряжений – прессовая посадка.  Кσ/Кd =3,4; Кτ/Кd =2,1; КF =1; ψσ =0,2; ψτ=0,1.          Для определения изгибающих моментов строим эпюры моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях.  Горизонтальная плоскость:  МxI = 0;  МxII = – Rx3 · с2= –251,9 · 0,160 = –40,3Н·м;  МxIII = –Rx3 · (с2 + f2) – Ft · f2= –251,9 · (0,160 + 0,082) – 927 · 0,082 =  = –136,97Н·м;  МxIII(спр) = –Fm · L = –1201,5 · 0,114 = –136,97Н·м;  МxIV = 0.  Вертикальная плоскость:  МyI = 0;  МyII = Ry3 · с2 = 84,4 · 0,160 = 13,51Н·м;  МyII(с) =Ry3 · с2 – m = 84,4 · 0,160 – 30,71= –17,2Н·м;  МyII (спр) = –Ry4 · f2 = –209,8 · 0,082= –17,2Н·м;  МyIII =0.  Из эпюр:  Сечение А-А:  МU1Г=40,3H·м  МU1B=17,2H·м | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 31 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Сечение Б-Б:  МU2Г =136,97Н·м  МU2B = 0    МU2 =136,97Н·м | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 32 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
|  | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 33 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| 9 Выбор посадок Посадка зубчатого колеса на вал Н7/р6 по ГОСТ25347-82.  Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала к6.  Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца подшипников по Н7.  Мазеудерживающие кольца Н7/к6 Распорная втулка  Н7/h6  Манжета армированная  Н8/h8 | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 34 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| 10 Смазка редуктора Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны V определяем из расчета 0,25дм3 масла на 1 кВт передаваемой мощности:  V = 0,25 · 5,5 = 1,375дм3  Устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях σH=397,5МПа и скорости v=5,67м/с, рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна 28 · 10-6 м²/с.  Принимаем масло индустриальное И-30А.  Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УТ-1, периодически пополняем его шприцем через пресс-маслёнки. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | Лист | | |
|  |  |  | |  | |  | | 35 | | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| 11 Описание конструкции и сборки редуктора Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.  Сборка производится в следующей последовательности:  На ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и роликовые конические подшипники, предварительно нагретые в масле до 80 - 100°С.  В ведомый вал закладывают шпонку b×h×l = 8×7×50 и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают роликовые конические подшипники, предварительно нагретые в масле.  Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком.  После этого на ведомый вал надевают распорные кольца, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.  Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают манжеты резиновые армированные, пропитанные горячим маслом.  Проверяют заклинивание подшипников.  Ввёртывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловой маслоуказатель.  Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой.  Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 36 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| **12 Технико-экономические показатели**  12.1 Важным показателем совершенства конструкции является условие равной прочности и долговечности всех элементов, поскольку наличие в конструкции хотя бы одного недостаточно прочного или недостаточно долговечного элемента снижает надёжность конструкции в целом. Но при проектировании редукторов оказалась оправданной система, при которой различные элементы конструкции рассчитывают на различную долговечность или на различный ресурс наработки до предельного состояния, поэтому в данной конструкции редуктора валы рассчитаны на неограниченный, а подшипники на ограниченный ресурс. При этом предусмотрена замена подшипников при очередных плановых ремонтах. В противном случае расчёт подшипников на большой ресурс мог бы привести к неоправданному завышению веса и габаритов конструкции. Главное, на что было обращено внимание при проектировании – чтобы ни один из этих элементов не выходил из строя раньше намеченного срока главного ремонта.  12.2 В проекте нами широко использованы стандартные изделия (подшипники, муфты, крепёжные детали, уплотнения, сливные пробки, пробки отдушин и т.д.), а также стандарты на различные элементы деталей (выточки, галтели, литейные уклоны, заплечики и т.д.).  Этот важный технико-экономический фактор обеспечил:  12.2.1 Уменьшение объёма конструкторских работ, благодаря сокращению вновь проектируемых узлов и деталей, и выполненных чертежей.  12.2.2 Снижение сроков изготовления и общей стоимости изделия за счёт применения стандартной технологии, готовых (покупных) относительно дешёвых стандартных изделий и инструментов.  12.2.3 Регламентацию всех характеристик стандартизованных объектов, что даёт возможность централизации их производства, международного обмена и лёгкой замены во время эксплуатации и ремонта.  12.3 На всех стадиях проектирования редуктора соблюдался принцип унификации, направленный на повышение технико-экономических показателей конструкции, при этом учитывались типы и размеры подшипников качения, модули зубчатых колес, крепёжные детали, посадочные размеры и материалы. После разработки сборочных чертежей проведён окончательный анализ конструкции с целью унификации и получены следующие выводы:  12.3.1 Унификация модулей зубьев уменьшает номенклатуру зуборезного инструмента.  12.3.2 Унификация посадочных размеров снижает номенклатуру контрольных калибров. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 37 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| 12.3.3 Унификация крепёжных деталей уменьшает комплект гаечных ключей и количество запасных деталей, упрощает ремонтное обслуживание и эксплуатацию.  12.4 Назначение посадок, допусков, степеней точности, шероховатостей поверхностей деталей выполнено с позиции их влияния на эксплуатационные свойства редукторов и согласовано с технологическими возможностями производства редукторов, поскольку необоснованно высокие требования повысили бы себестоимость редукторов, не улучшая их качества. Выбранные степени точности наиболее экономичны для редукторов общего назначения. Использована наиболее распространённая система отверстия, поскольку сокращается номенклатура дорогих инструментов для отверстий.  12.5 Экономические аспекты при проектировании проявляются при выборе материалов, термообработки, упрочняющей технологии, формы и способа изготовления детали. Технологичность деталей и узлов является одним из важнейших условий в создании машин с оптимальными технико-экономическими показателями. При серийном производстве наиболее экономичным является формообразование деталей методом литья или пластическим деформированием (обработка давлением) в отличие от формообразования снятием стружки. При этом ускоряется процесс производства, уменьшается расход материалов и снижаются затраты на электроэнергию и инструмент.  12.6 Поскольку до 50% общей трудоёмкости изготовления редуктора падает на сборочные операции, а от качества сборки в большей степени зависит внимание осуществлению удобной сборки и разборки, были исключены ручные операции, неправильное взаимное положение сопряжённых узлов (например, с помощью штифтов и болтов, устанавливаемых без зазора). Было уменьшено число деталей, сделана удобная компоновка узлов с легко доступными местами крепления.  12.7 Экономичность, надёжность, долговечность, КПД, виброактивность, интенсивность шума и другие показатели редуктора в большой степени зависят от изнашивания рабочих поверхностей деталей. Трение и изнашивание наносят огромный ущерб народному хозяйству. Установлено, что 85…90% машин выходят из строя в результате изнашивания деталей и только 10…15% -по другим причинам, например, из-за поломок, которые в свою очередь являются следствием изменений условий работы, вызванных износом сопряжённых поверхностей, особенно это касается износа зубьев зубчатых колёс редуктора, который снижает их изгибную прочность и выносливость. Поэтому при расчёте зубчатой передачи были использованы все рекомендации ГОСТ 21354-87, позволяющие максимально уменьшить износ зубчатых колёс и увеличить их надёжность.  Для снижения коррозионно-механического изнашивания использованы | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 38 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| рекомендации последних исследований по вопросу смазки и смазочных устройств. Эти исследования убедительно доказывают, что усовершенствованные смазки являются наиболее эффективной мерой, направленной на повышение несущей способности и долговечности редуктора.  12.8 При оценке экономичности редуктора учтены затраты на материалы, изготовление и эксплуатацию, поскольку одним из важнейших показателей при такой оценке является массогабаритный характер. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 39 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Заключение В результате выполнения задания по курсовому проектированию была разработана типовая конструкция одноступенчатого горизонтального конического прямозубого редуктора общего назначения. Данный редуктор предназначен для длительной работы.  Выполнение задания разделено на 2 этапа. Первым этапом задания является пояснительная записка, а вторым – графическая часть.  Пояснительная записка состоит из необходимых расчетов отдельных деталей и узлов редуктора и содержит пояснения этих расчетов.  Графическая часть включает в себя три чертежа: два рабочих и один сборочный. Рабочие чертежи выполнены на тихоходный вал и зубчатое колесо редуктора. Сборочный чертеж выполнен на полнокомплектный редуктор и сопровождается соответствующей спецификацией.  Пояснительная записка и чертежи выполнены в соответствии со всеми требованиями, предъявляемыми к нормативно-технической документации на производстве.  В процессе проектирования редуктора были усвоены и закреплены знания по следующим предметам: теоретическая механика; сопротивление материалов; детали машин; техническая графика; допуски, посадки и технические измерения; стандартизация и качество продукции.  Спроектированный редуктор может применяться для привода различных типов рабочих машин – например ленточных конвейеров – и соответствует всем нормам, предъявляемым к данному типу редукторов. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 40 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |
| Список литературы  1. ГОСТ 21354 – 87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт на прочность. 2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин, - М.: Высшая школа, 1985. –416с. 3. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцев Б.С. Расчёты деталей машин, - Мн.: Вышэйшая школа, 1986. –400с. 4. Скойбеда А.Т. Детали машин и основы конструирования. – Мн.: Вышэйшая школа, 2000. –516с. 5. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин - М.: Машиностроение, 1987. –416с. 6. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991. –432с. | | | | | | | | | | | | |
|  |  |  | |  | |  | | КП 2 -37 01 06. 12. 00. ПЗ | | | Лист | |
|  |  |  | |  | |  | | 41 | |
| Изм | Лист | № докум | | Подп. | | Дата | |