

**тверской политехнический ТЕХНИКУМ**

**1 9 9 7 г о д**

? ? ? ? ? ? ? ? ?

**????????**



**в ы п о л н и л с т у д е н т**

**г р у п п ы 3 П 1**

**???????? ??????**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Раздел 1**  ***“????????”***  **1.1** Общие сведения о редукторе  **1.2** Описание проектного редуктора  **Раздел 2**  ***“????????? ?????”***  **2.1** Выбор электродвигателя  **2.2** Расчет передачи редуктора  **2.3** Предварительный расчет валов  **2.4** Расчет открытой передачи  **2.5** Подбор подшипников  **2.6** Расчет шпонок  **2.7** Уточненный расчет валов  **2.8** Тепловой расчет редуктора  **Раздел 3**  ***“??????????????? ?????”***  **3.1** Конструирование деталей передачи редуктора  **3.2** Конструирование корпуса редуктора  **3.3** Конструирование подшипниковых узлов  **3.4** Выбор посадок  **3.5** Выбор смазки  **Раздел 4**  ***“??????????????? ?????”***  **4.1** Краткое описание сборки редуктора | | | | | | | | | | | | | | |
|  |  | |  |  | | |  |  | | | | | | |
|  |  | |  |  | | |  | *ТМ.КП.РЧ.304.000.ПЗ.* | | | | | | |
| *Изм* | | *Лист* | *№ докум.* | *Подп.* | | | *Дат* |  | | | | | | |
| *Разраб.* | | | *Самсонов А.* | |  | *97* | | |  | *Лит.* | | | *Лист* | *Листов* |
| *Проверил* | | | *Стратонитский* | |  |  | | | *СОДЕРЖАНИЕ* |  | *У* |  | *1* |  |
| *Рук.* | | |  | |  |  | | | *расчетно-пояснительной записки* |  | | | | |
| *Н.контр.* | | |  | |  |  | | | *курсового проекта* | *ТПТ гр.-2П1* | | | | |
| *Утвердил* | | |  | |  |  | | |  |  | | | | |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ?????  **????????? ????????**  ??? 59. ??????? **№** 49  **1**-????????????????  **2**-?????-???????? ????????  **3**-???????? ????????? ????????  ***????:P=4.5 ??? ; n=30 ??/???*** | | | | | | |
|  |  |  |  | *97* |  | *Лист* |
|  |  |  |  |  | *ТМ.КП.РЧ.304.000.ПЗ.* | *2* |
| *Изм* | *Лист* | *Ном. докум.* | *Подп.* | *Дат* |  |  |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Раздел 1**  *Введение*  **1.1 Общие сведения о редукторах (П-2.1 стр-9)**  Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата, и служащий для пе- редачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Кинематическая схема привода может включать,помимо редуктора, отк- рытые зубчатые передачи, цепные или ременные передачи.  Назначение редуктора - понижение угловой скорости и соответствен но повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с веду- щим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют ускорителями или мультипликаторами.  Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке и передаточному числу без указания конкретного назначения.  Редукторы классифицируют по следующим признакам: типу передачи, (зубчатые, червячные или зубчато-червячные), числу ступеней (односту- пенчатые, двухступенчатые), типу зубчатых колес (цилиндрические, ко- нические, коническо-цилиндрические), относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные), осо- бенностями кинематической схемы (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью).  Возможности получения больших передаточных чисел при малых габа- ритах обеспечивают планетарные и волновые редукторы.  **1.2 Описание проектируемого редуктора (стр 18-22)**  Червячный редуктор применяется для передачи движения между валами, оси которых перекрещиваются .  По относительному положению червяка и червячного колеса раз- личают три основные схемы червячных редукторов: с нижним, верхним и боковым расположением червяка.  Искусственный обдув ребристых корпусов обеспечивает более бла гоприятный тепловой режим работы редуктора.Выход вала колеса редуктора с боковым расположением червяка в зависимос-ти от назначения компоновки привода может быть сделан вверх или вниз. При нижнем расположении червяка условие смазыва-ния, зацепления лучше, при верхнем хуже, но меньше вероятнос-ть попадания в зацепления металлических частиц-продуктов зноса  Передаточные числа червячных редукторов обычно колеблются в пределах U=8-80 (см. ГОСТ 2144-76)  Так как К.П.Д. червячных редукторов невысок, то для передачи больших мощностей и в установках, работающих непрерывно, проектировать их нецелесообразно. Практически червячные ре- дукторы применяют для передачи мощности, как правило, до 45 кВт и в виде исключений до 150 кВт. | | | | | | |
|  |  |  |  | *97* |  | *Лист* |
|  |  |  |  |  | *ТМ.КП.РЧ.304.000.ПЗ.* | *3* |
| *Изм* | *Лист* | *Ном. докум.* | *Подп.* | *Дат* |  |  |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Раздел 2**  *Расчетная часть*  **2.1 Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчет**    **Исходные данные:**  Частота вращения вала барабана:**30об/мин**  Мощность на валу барабана:**Р=4.5 кВт**  Количество передаточных звеньев привода: **2**  Количество пар подшипников: **2**  Количество валов: **3**  Коэффициент учитывающий потери в одной паре подшипников:**0.99**  **Параметры 1-го вала**  Параметры цилиндрического редуктора  Максимальное передаточное число звена Umax = **4**  Минимальное передаточное число звена Umin = **2**  К.П.Д. звена **0.7**  **Параметры 2-го вала**  Параметры червячной передачи.  Umax =**40**  Umin =**8**  К.П.Д.=**0.7**  **Требуемая мощность электродвигателя:**  Выбираем асинхронный 132M2 у которого мощность **3 кВт**  Диапазоны частот вращения вала электродвигателя **480-4800** **об/мин**  Величина скольжения: **0.023**  **Фактическая частота вращения**  Действительное передаточное число:**97.6999**  Разбиваем действительное передаточное число между звеньями  и получаем **Uред = 30 , Uрем=3.26**  **Вал 1**  Передаточное число 1  К.П.Д. 1  Число пар подшипников на валу-0  Частота вращения вала **2931 об/мин**  Мощность на валу **9.37013912 кВт**  Вращающий момент на валу **30.54371261 Н\*м**  **Вал 2**  Передаточное число 3.26  К.П.Д. 0.95  Число пар подшипников на валу1  Частота вращения вала **900 об/мин**  Мощность на валу **8.81261539 кВт**  Вращающий момент на валу **93.55217743 Н\*м**  **Вал3**  Передаточное число 30  К.П.Д. 0.7  Число пар подшипников на валу 1  Частота вращения вала 30.089об/мин  Мощность на валу 4.5 кВт  Вращающий момент на валу 1944.9498Н\*м | | | | | | |
|  |  |  |  | *97* |  | *Лист* |
|  |  |  |  |  | *ТМ.КП.РЧ.304.000.ПЗ.* | *4* |
| *Изм* | *Лист* | *Ном. докум.* | *Подп.* | *Дат* |  |  |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **2.2 Расчет передачи редуктора**  Корректируем допускаемое контактное напряжение  **[σн]=152 Н/мм`2**  Расчетная скорость скольжения  **Vs=6.058 м/с**  **Уточненное значение межосевого растояния**  **aw=304**  Т.к. к проектируемой передаче не предъявляется особых требований принимаем :  1- Материал для червяка среднеуглеродистая конструкционная **сталь 45** с термообработкой **HRC 45**  2- Червячное колесо изготавливаем сборным: венец из бронзы марки **А9ЖЗЛ**, а центр из серого чугуна **СЧ18,** ориентируясь на скорость скольжения Vs=5 м/с, выбираем допускаемое контактное напряжение **[σн]=155 Н/мм′2**  По табл. 4.8 стр. 66 выбираем допускаемое напряжение **[σ-1F]=75 H/мм′2**  ориентируясь на неограниченный срок передачи принимаем коэффициент долговечности **K FL=0.543**  Допустимое напряжение на изгиб **[σ F]=40.72 Н/мм`2**  Число зубьев **z1=1**  Число зубьев червячного колеса **z2=30**  Коэффициент диаметра червяка **q=10**  Момент на валу червячного колеса **M3=1944.95 Н\*м**  Коэффициент нагрузки **К=1.2**  Межосевое расстояние **aw=273.59 мм**  Уточненное межосевое расстояние **aw=273 мм**  Модуль **m=13.679 мм**  Уточненный модуль **16 мм** (по ГОСТу)  **По ГОСТу принимаем основные параметры червяка** (стр.56 таб.4.2):  Делительный диаметр червяка **d1=128 мм**  Диаметр вершин витков червяка **da1=160мм**  Диаметр впадин витков червяка **df1=89.5999мм**  Длина нарезной части **b1=204.8мм**  Уточненная длина нарезной части **b1=245 мм**  Максимальная ширина венца **b2=120 мм**  **По ГОСТу принимаем основные параметры червячного колеса**  Делительный диаметр червячного колеса **d2=480мм**  Диаметр вершин зубьев червячного колеса **da2=512мм**  Диаметр впадин зубьев червячного колеса **df2=441.6мм**  Максимальный диаметр червячного колеса **d aм2=544мм**  Угол подъема γ (стр.57 таб. 4.3) **∠γ=5°43′00″=5.7166°**  Частота вращения червяка **n2=900 об/мин**  **⇒** | | | | | | |
|  |  |  |  | *97* |  | *Лист* |
|  |  |  |  |  | *ТМ.КП.РЧ.304.000.ПЗ.* | *5* |
| *Изм* | *Лист* | *Ном. докум.* | *Подп.* | *Дат* |  |  |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Коэффициент трения **f=0.024** (стр.59 таб.4.4)  Угол трения **p`=1.3**  Уточненное значение К.П.Д. редуктора **η=0.7726**  Выбираем 8-ую степень точности  Коэффициент динамической нагрузки **Kv=1.4** (стр.65 таб.4.7) Коэффициент диформации червяка **θ=108** (стр64. Таб.4.6)  Вспомогательный коэффициент **х≈0.6** (стр.65)  Расчетное контактное напряжение **σн=146.802 Н/мм`2**  **Вывод: контактная выносливасть обеспечена, т.к. σн<[σн]**  Эквивалентное число зубъев **zv=30**  Коэффициент формы зуба **YF=2.1** (стр.63 таб.4.5)  Расчетное напряжение на изгиб **σF=7.702 Н/мм`2**  **Вывод: прочность зубьев червячного колеса обеспечена, т.к. σF<[σF]**  2.3 Предварительный расчет валов  Вращающий момент на ведущем валу передачи М2=93 Н\*м  Допустимое касательное напряжение [τ ]=20 H/мм`2  Диаметр выходного конца ведущего вала db1=28.598мм  Уточненный диаметр выходного конца ведущего вала db2=32мм  Вращающей момент на ведомом валу передачи M3 =1944.9 Н\*м  Диаметр выходного конца ведомого вала db2=78.635 мм  Уточненный диаметр db2=80 мм  Диаметр ведомого вала под уплотнение: dу2=85 мм  Диаметр ведущего вала под уплотнение: dу1 =35 мм  Диаметр ведомого вала под подшипник: dn2=85 мм  Диаметр ведущего вала под подшипник: dn1=35 мм  Диаметр впадин витков червяка df1=90 мм  Диаметр технологической ступени ведущего вала: dT1= 62 мм  Диаметр под червячное колесо: dp2=90 мм  Диаметр буртика ведомого вала: dб=100 мм  Ведущий вал: | | | | | | |
|  |  |  |  | *97* |  | *Лист* |
|  |  |  |  |  | *ТМ.КП.РЧ.304.000.ПЗ.* | *6* |
| *Изм* | *Лист* | *Ном. докум.* | *Подп.* | *Дат* |  |  |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Неуказанные радиусы скругления равны:*  *радиус ведущого вал:r=1мм*  *радиус ведомого вал:r=2мм*  Ведомый вал:      **2.4 Расчет ременной передачи**  Расчетная передоваемая мощность **Р=9.37 кВт**  Синхроннаячастота вращения вала 2931 об/мин  Передаточное отношение U=3.26  Скольжение ремня 0.01  Сечение клиновидного ремня (стр.134 рис.7.3) **А**  Вращающий момент Т=30.528 Н\*м  Диаметр меньшего шкива (стр.132 табл.7.8) 100мм  Диаметр большего шкива 322.74 мм  Уточненный диаметр большего шкива 355мм  Уточненное значение передаточного числа U=3.58  Высоту сечения ремня 8 мм (стр.131 таб. 7.7)  Меж осевое растояние 258.25-455 мм  Уточненное межосевое растояние 300 мм  Расчетная длина ремня L=1368.899 мм  Округление по стандарту L=1320 мм  Уточненное значение межосевого растояния Ар=299.99999999 мм  Угол обхвата меньшего шкива =131.55° | | | | | | |
|  |  |  |  | *97* |  | *Лист* |
|  |  |  |  |  | *ТМ.КП.РЧ.304.000.ПЗ.* | *7* |
| *Изм* | *Лист* | *Ном. докум.* | *Подп.* | *Дат* |  |  |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Мощнасть, передоваемая одним клиновым ремнем 1.76  Коэффициент учитывающий число ремней в  передаче Cz =0.9 (4 - ремня)  Коэффициент учитывающий влияние угла обхвата Cα =  Коэффициент учитывающий Cz =  Коэффициент Cz =  Силы деыствующие на цепь:  Окружная сила  От центробежной силы  От провисания  Расчетная нагрузка на вал:  Коэффициент запаса прочности цепи | | | | | | |
|  |  |  |  | *97* |  | *Лист* |
|  |  |  |  |  | *ТМ.КП.РЧ.304.000.ПЗ.* | *8* |
| *Изм* | *Лист* | *Ном. докум.* | *Подп.* | *Дат* |  |  |

**Раздел 2**

Вал 4

Передаточное число:

Момент на ведущем валу передачи:

Частота вращения ведущего вала:

**Выбор материала:**

Материал для шестерни и зубчатого колеса выбираем ст.45 с термообработкой: для шетерни улучшение, степень твердости рабочей поверхности зубьев , для колеса нормализация, степень твердости рабочей поверхности зубьев .

Коэффициент долговечности 1, так как срок службы неограничен Кнl = 1

Коэффициент нагрузки К= 1,2

Расчетное допускаемое контактное напряжение:[G]h = H/мм

Определение допустимых напряжений на изгиб:

Первый множитель коэффициента безопасности: [S]F

Второй множитель коэффициента безопасности: [S]F

Допустимое напряжение на изгиб [G]F1

Допустимое напряжение колеса [G]F2

**2.2** Расчет передачи редуктора

Межосевое растояние aw=273.59 мм

Уточненное межосевое растояние 273 мм

Модуль m=13.679

**По ГОСТу принемаем основные параметры червяка** (стр.56 таб.4.2):

Делительный диаметр червяка

Диаметр вершин витков червяка

Диаметр вершин зубьев колеса

Ширина шестерни

Ширина колеса

число зубьев шестерни

Коэффициент ширины венца

Минимальный нормальный модуль зацепления Mmin =

Максимальный нормальный модуль зацепления Mmax =

Число зубьев колеса

Косинус угла наклона зубьев

Уточненный угол наклона зубьев

Коэффициент ширины шестерни по диаметру

Окружная скорость колес

В зависимости от окружной скорости принимаем степень точности

Момент на ведомом валу

Первый множитель коэффициента нагрузки:

Второй множитель коэффициента нагрузки:

Третий множитель коэффициента нагрузки:

Контактное напряжение

Контактная выносливость передачи обеспечена

Динамический коэффициент:

Коэффициент влияния межосевого растояния:

Коэффициент наклона цепи:

Регулировочное напряжение цепи (регулировка периодическая)

Коэффициент способа смазки (смазывание переодическое)

Коэффициент переодичности работы

Коэффициент эксплуатации

Допустимое давление в шарнирах

Шаг цепи

Шаг однорядной цепи

Принимаем шаг ближайший больший

нагрузка

Масса

Площадь опорной поверхности шарнира

Скорость цепи

Окружная сила

Давление в шарнирах цепи

Допустимое давление для принятой цепи

Уточненное межосевое растояние цепной передачи

Для свободного провисания цепи предусмотреть уменьшение межосевого растояния на 0.4%

Диаметр ролика цепи

Делительный диаметр окружности звездочек

Силы действующие в зацеплении

Окружная сила

Радиальная сила

Осевая сила

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба:

Первый множитель коэффициента нагрузки

Второй множитель коффициента нагрузки

Эквивалентное число зубьев шестерни

Эквивалентное число зубьев колеса

Взависимости от эквивалетного числа: зубьев шестерни, учитывающего форму шестерни

зубьев колеса, учитывающего форму колеса

Напряжение изгиба для колеса

Выносливость зубьев на изгиб обеспечен

**2.3 Расчет открытой передачи**

Исходные данные:

Момент на ведущей звездочке

Передаточное число цепной передачи

Частота вращения вала ведомой звездочки

Фактическое передаточное число цепной передачи

Диаметры наружных окружностей звездочек

Силы деыствующие на цепь:

Окружная сила

От центробежной силы

От провисания

Расчетная нагрузка на вал:

Коэффициент запаса прочности цепи:

**2.5 Расчет шпонок**

**2.5.1** Вращающий момент на валу

Диаметр вала в месте установки шпонки:

Ширина шпонки

Высота шпонки

Глубина шпоночного паза

Длина шпонки

Шпонка призматическая с круглыми торцами.

Расчетное напряжение смятия шпоночного соединения

**2.5.2** Вращающий момент на валу

Диаметр вала в месте установки шпонки

Ширина шпонки

Высота шпоночного паза

Глубина шпоночного паза

Длина шпонки

Шпонка призматическая с круглыми торцами.

Расчетное напряжение смятия

**2.5.3** Вращающий момент на валу

Диаметр вала в месте установки шпонки

Ширина шпонки

Глубина шпонки

Глубина шпоночного паза

Высота шпоночного паза

Длина шпонки

Шпонка призматическая с круглыми торцами.

Расчетное напряжение смятия

Ведущей вал:

Определение продольных размеров вала: l1= b1+2y+2x+B

b1 - ширина шестерни

y = - зазор между торцом x = 8 - 12 мм

В - ширина подшипника

Ведомый вал:

***2.6*  *Выбор подшипников***

***2.6.1.*** Радиальная сила: Ft= H

Окружная сила: Ft = H

Осевая сила : Fa = H

Делительный диаметр шестерни: d =

Rx1 = H

Rx2 = H

Ry1 = H

Ry2 = H

Опора 1: R1 = H

Опора 2: R2 = H

Выбираем подшипник по более нагруженной опоре: R1 = H

Подшипник

d = D =

В =

С = Н

Со = Н

Отношение осевой силы Fa к статической грузоподъемности

Отношение осевой силы Fa к радиальной нагрузке: Рr = ; x = ; y =

Коэффициент, учитывающий характер нагрузки на подшипник

Температурный коэффициент: Kt =

Коэффициент учитывающий взаимное движение колец подшипника: V =

Эквивалентная нагрузка: Рэ = H

Частота вращения вала: n = об/мин.

Расчетная долговечность: Lh = миллиона оборотов;

Расчетная долговечность: Lh = часа;

**2.6.2.** Расчет ведомого вала

Радиальная сила: Fr = H

Окружная сила: Ft = H

Осевая сила: Fa = H

Нагрузка на вал от цепной передачи: Fb = H

Делительный диаметр окружности зубчатого колеса: d =

Частота вращения вала: n = об/мин.

Составляющая нагрузка на вал от цепной передачи: Fbx = Fby = H

Расстояние между опорами вала: L2 =

Расстояние от звездочки цепной передачи до ближайшего подшипника: L3 =

Реакции опор

а) в горизонтальной плоскости: Rx3 = Н

Rx4 = H

б) в вертикальной плоскости: Ry3 = H

Ry4 = H

сумма реакций: Pr3 = H

Pr4 = H

Суммарная реакция наиболее нагруженной опоры: Pr = H

Подшипник

d = (внутренние кольцо подшипника)

D = (наружное кольцо подшипника)

В = 20 мм (ширина подшипника)

С = 35100H

C = 19800H (статическая грузоподъемность)

Отношение осевой силы Fa к статической грузоподъемности Со: Fa/Co

l =

Отношение осевой силы Fa к радиальной нагрузке Pr4: Fa/Pr4

X =

Y =

Температурный коэффициент:

Коэффициент учитывающий взаимное движение колес подшипника

Эквивалентная нагрузка

Расчетная долговечность

**2.7 Уточненный расчет валов**

Предел прочности [G]w

По нормальным напряжениям:

По касательным напряжениям:

Расчет ведомого вала.

Диаметр под сечением:

Ширина шпонки:

Глубина паза вала:

Момент сопротивления кручению:

Момент сопротивления изгибу:

Крутящий момент в сечении:

Изгибающий момент в сечении:

Амплитуда и средние напряжения касательных напряжений:

Амлетуда нормальных напряжений изгиба:

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

Результирующий коэффициент запаса прочности:

**Раздел 3**

*Конструкторская часть*

**3.1** Конструирование зубчатого колеса

Диаметр ступицы зубчатого колеса:

Длина ступицы:

Толщина обода колеса:

Толщина диска зубчатого колеса:

Диаметр центровой окружности:

Дотв.

До - внутренний диаметр обода

Диаметр отверстий:

**3.2** Конструирование корпуса редуктора.

Межосевое растояние:

Толщина стенки крышки:

Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса:

Толщина нижнего пояса (фланца) корпуса:

Толщина ребер основания корпуса:

Толщина ребер крышки корпуса:

Диаметр болтов фундаментных:

Диаметр болтов у подшипников:

Диаметр болтов соединяющих основание корпуса с крышкой:

Винты крепления крышек подшипников:

Наименьший зазор между поверхностью колеса и стенкой корпуса:

**3.3** Выбор посадок

зубчатые колеса и зубчатые муфты на валы.

мазеудерживающие кольца.

стаканы под подшипники качения в корпус.

шкивы и звездочки.

уплотнения.

внутренние кольца подшипников качения на валы.

наружные кольца подшипников качения в корпусе.

**3.4** Выбор смазки

Смазывание зацепления осуществляется окунанием зубчатых колес в масло,

заливаемое в внутрь корпуса. Назначаем сорт масла по таблицам 10.8 и 10.10.

(страница 253, курсовое проектирование деталей машин).

Вязкость масла:

Эту вязкость удовлетворяет масло

Для смазки подшипников приминяем ластичный смазочный материал -

пресс - солидол ГОСТ 4366 - 76

**Раздел 4**

Технологическая часть

**4.1** Краткое описание сборки редуктора.

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

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

на ведущей вал насаживают шпонку и напрессвывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают мазеудерживающие кольца 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 штифтоф; затягивают болты, крепящие крышку корпуса.

После этого в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комлектом металических прокладок для регулировки.

Перд постановкой сквозных крышек в проточке закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклиневания

подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловой маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышки с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

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