Оглавление

[Введение 4](#_Toc40366858)

[1. Расчет кинематической схемы редуктора 5](#_Toc40366859)

[1.1 Подбор электродвигателя. 5](#_Toc40366860)

[1.2 Подбор количества зубьев у зубчатых колёс 6](#_Toc40366861)

[1.3 Определение вращающих моментов на валах. 7](#_Toc40366862)

[2. Расчет планетарной передачи 8](#_Toc40366863)

[2.2 Определение допускаемых напряжений. 8](#_Toc40366864)

[2.3 Определение межосевого расстояния. 10](#_Toc40366865)

[2.4 Геометрические параметры. 11](#_Toc40366866)

[2.5 Силы в зацеплении. 12](#_Toc40366867)

[2.6 Проверка в APM Win Machine 12](#_Toc40366868)

[3. Эскизное проектирование. 14](#_Toc40366869)

[3.1 Диаметры валов. 14](#_Toc40366870)

[3.2 Расстояние между деталями. 15](#_Toc40366871)

[3.3 Выбор типа и схемы установки подшипников. 16](#_Toc40366872)

[4. Корпусные детали. 17](#_Toc40366873)

[Литература 19](#_Toc40366874)

[Приложение А 20](#_Toc40366875)

# Введение

Цель этого курсового проекта - проектирование привода конвейера с использованием планетарного редуктора. Планетарные редукторы, используются в системах, в которых нужно получить минимальные габариты при больших передаточных числах. Назначение редуктора - понижении угловой скорости и повышение крутящего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Планетарный редуктор получил такое название из-за планетарной передачи, передающей и преобразующей крутящий момент. Планетарная передача представляет собой набор взаимозацепленных зубчатых колес, часть из которых имеет общую геометрическую неподвижную ось вращения, а другая часть имеет подвижные оси вращения. В планетарном редукторе любое звено (солнечная шестерня, или водило, или коронная шестерня) может быть выбрано как ведущее или ведомое. Так же к особенностям такого редуктора можно отнести возможность получения больших передаточных отношений в условиях ограниченного поперечного габарита.

Недостатки планетарных редукторов – сложность в изготовлении и снижение КПД при передаче больших нагрузок.

# 1. Расчет кинематической схемы редуктора

**1.1 Подбор электродвигателя.**

|  |
| --- |
| (1.1) |

Потребляемая мощность привода (мощность на выходе):

$$Р\_{вых}=F\_{t}∙v=900∙9,81∙4,2=37081,8\left[Вт\right],$$

где $F\_{t}$-окружное усилие на барабане [кг];

$v-скорость ленты конвейера [м/с]$.

КПД отдельных звеньев цепи в соответствии с [1, табл. 1.1] принимаем:

$$η\_{м}=0,98-КПД муфты соединительной$$

$$η\_{пп}=0,99-КПД подшипниковой пары$$

$$η\_{план}=0,94-КПД планетарной передачи$$

 Общий КПД привода:

|  |
| --- |
| (1.2) |

 $η\_{общ}=η\_{план}∙η\_{м}^{2}∙η\_{пп}^{5}=0,859$

 Потребляемая мощность электродвигателя:

|  |
| --- |
| (1.3) |

$$Р\_{э. потр}=\frac{Р\_{вых}}{η\_{общ}}=\frac{37081,8}{0,859}=43168,568 \left[Вт\right]≈43,17 [КВт]$$

 Частота вращения приводного вала:

|  |
| --- |
| (1.4) |

$$n\_{вых}=\frac{60∙10^{3}∙v}{π∙D\_{б}}=\frac{60∙10^{3}∙4,2}{π∙320}=250,669 [об/мин]$$

где Dб – диаметр барабана [мм].

 Значения передаточных чисел передач согласно [2, табл. 3.6] принимаем:

uп = 5 – передаточное число планетарной передачи.

Частота вращения электродвигателя:

|  |
| --- |
| (1.5) |

$$n\_{э}=n\_{вых}∙u\_{п}=250,669∙5=1253,345[об/мин]$$

 В соответствии с [2, табл. 2.2] по полученным данным подбираем электродвигатель 4A200L4Y3 с мощностью P = 45 кВт и асинхронной частотой n = 1476 об/мин.

 Общее передаточное число привода:

|  |
| --- |
| (1.6) |

$$u\_{ред}=\frac{n}{n\_{вых}}=\frac{1476}{250,669}=5,888$$

**1.2 Подбор количества зубьев у зубчатых колёс**

|  |
| --- |
| (1.7) |

Количество зубьев у солнечной шестерни возьмём za = 24, тогда количество зубьев у корончатой шестерни из условия соосности равно:

$$z\_{b}=z\_{a}∙\left(u\_{ред}-1\right)=24∙\left(5,888-1\right)=117,312$$

Возьмем zb = 120

Количество зубьев у сателлита:

|  |
| --- |
| (1.8) |

$$z\_{g}=\frac{z\_{b}-z\_{a}}{2}=\frac{120-24}{2}=48$$

Условие соосности:

|  |
| --- |
| (1.9) |

$$z\_{b}=z\_{a}+2z\_{g}$$

$$120=24+2∙48=120$$

Условие симметричности:

|  |
| --- |
| (1.10) |

$$\frac{z\_{a}+z\_{b}}{n\_{ω}}=γ; \frac{z\_{a}}{n\_{ω}}=γ;\frac{z\_{b}}{n\_{ω}}=γ$$

$n\_{ω}$ – число сателлитов

$γ$ – любое целое число

Количество сателлитов возьмем $n\_{с}=3$, тогда

$$\frac{120+24}{3}=48;\frac{24}{3}=8; \frac{120}{3}=40 $$

Условие симметричности соблюдено.

Условие соседства:

|  |
| --- |
| (1.11) |

$$z\_{g}+2<(z\_{a}+z\_{g})\sin(\frac{π}{n\_{ω}})$$

$$48+2<\left(24+48\right)\sin(\frac{π}{3})=62,353$$

Условие соседства соблюдено.

Передаточное число привода при таких зубчатых колёсах равно:

$$u\_{ред}=1+\frac{z\_{b}}{z\_{a}}=6$$

Частота вращения на выходе равна:

$$n\_{вых}=\frac{n}{u\_{ред}}=\frac{1476}{6}=246 [об/мин]$$

Расхождение от заданных частот:

|  |
| --- |
| (1.12) |

$$\left|\frac{∆n}{n\_{вых}}\right|=\left|\frac{246-250,669}{250,669}∙100\right|=1,86\%$$

1,86% < 4%

**1.3 Определение вращающих моментов на валах.**

Вращающий момент на приводном валу равен:

|  |
| --- |
| (1.13) |

$$T\_{вых}=\frac{F\_{t}∙D}{2}=\frac{900∙9,81∙320}{2000}=1412,64[Н∙м]$$

Вращающий момент на валу от электродвигателя:

|  |
| --- |
| (1.14) |

$$T\_{вх}=\frac{T\_{вых}}{η\_{план.}∙u\_{ред}}=\frac{1412,64}{0,94∙6}=250,468[Н∙м]$$

# 2. Расчет планетарной передачи

**2.1 Выбор материала и термической обработки зубчатых колес планетарного редуктора.**

 Материалом для зубчатых колес согласно [1, табл. 2.1] выберем сталь 45ХЦ, $σ\_{T}=780 МПа$. Вариант термической обработки II. Т.О. колеса –улучшение. HB269…302. Т.О. шестерни улучшение и закалка ТВЧ. HRC=50…56.

Угловая скорость солнечной шестерни:

|  |
| --- |
| (2.1) |

$$ω\_{a}=\frac{2∙π ∙n\_{э}}{60}=\frac{2∙π ∙1476}{60}= 154,566 [рад/с]$$

Угловая скорость водила:

|  |
| --- |
| (2.2) |

$$ω\_{h}=\frac{2∙π ∙n\_{вых}}{60}=\frac{2∙π ∙246}{60}= 25,761 [рад/с]$$

# 2.2 Определение допускаемых напряжений.

|  |
| --- |
| (2.3) |

Допускаемое контактное напряжение:

$$[σ]\_{H}=K\_{HL}∙ \left[σ\right]\_{H\_{0}},где$$

$K\_{HL}$ – коэффициент долговечности;

$\left[σ\right]\_{H\_{0}}$- исходное допускаемое контактное напряжение [МПа].

 Коэффициент долговечности:

|  |
| --- |
| (2.4) |

$$K\_{HL}= \sqrt[6]{\frac{N\_{H\_{0}}}{N^{'}}}, где$$

$N^{'}$ – число циклов перемены напряжений при относительном движении колес.

В соответствии с [1, рис. 2.1] при средней HRC = 53, $N\_{H\_{0}}$ = 90 млн циклов

Расчет коэффициента долговечности солнечной шестерни.

|  |
| --- |
| (2.5) |

$$N\_{a}^{'}=573∙n\_{ω}∙ω\_{a}^{'}∙ L\_{h}, где$$

$n\_{ω}$ – число сателлитов;

$L\_{h}$ – общее время работы передачи;

|  |
| --- |
| (2.6) |

$ω\_{a}^{'}= ω\_{a}-ω\_{h}$ – относительная угловая скорость ведущей центральной шестерни;

$$ω\_{a}^{'}= 154,566-25,761= 128,805 [рад/с]$$

$$N^{'}=573∙3∙128,805∙ 24000=5,313∙10^{9}$$

$$K\_{HLa}= \sqrt[6]{\frac{90∙10^{6}}{5,313∙10^{9}}}=0.507$$

Расчет коэффициента долговечности сателлитов.

|  |
| --- |
| (2.7) |

$$N\_{g}^{'}=573∙ω\_{h}^{'}∙ L\_{h}, где$$

$L\_{h}$ – общее время работы передачи;

|  |
| --- |
| (2.8) |

$ω\_{h}^{'}= \frac{ω\_{a}∙z\_{a}}{z\_{g}}- $относительная угловая скорость водила;

$$ω\_{h}^{'}= \frac{154,566∙24}{48}=77,283 [рад/с]$$

$$N\_{g}^{'}=573∙77,283∙24000=1,062∙10^{9}$$

$$K\_{HLg}= \sqrt[6]{\frac{24∙10^{6}}{1,062∙10^{9}}}=0,532$$

Расчет допускаемого контактного напряжения для солнечной шестерни.

Исходное допускаемое контактное напряжение возьмем согласно [1, табл. 2.2].

$$[σ]\_{H\_{0}}=14∙53+170=912 [МПа]$$

Допускаемое контактное напряжение солнечной шестерни:

$$[σ]\_{Ha}=0.507∙912=462,384 [МПа]$$

Расчет допускаемого контактного напряжения для сателлита.

Исходное допускаемое контактное напряжение возьмем согласно [1, табл. 2.2].

$$[σ]\_{H\_{0}}=1,8∙285,5+67=580,9 [МПа]$$

Допускаемое контактное напряжение сателлита:

$$[σ]\_{Hg}=0.532∙580,9=309,039 [МПа]$$

Допускаемое напряжение изгиба:

|  |
| --- |
| (2.9) |

$$[σ]\_{F}=K\_{FL}∙ \left[σ\right]\_{F\_{0}}, где$$

$K\_{FL}$ – коэффициент долговечности;

$\left[σ\right]\_{F\_{0}}$ – исходное допускаемое напряжение изгиба.

 Коэффициент долговечности:

|  |
| --- |
| (2.10) |

$$K\_{FL}=\sqrt[m]{\frac{4∙10^{6}}{N^{'}}}$$

Расчет коэффициента долговечности солнечной шестерни:

$$K\_{FL}=\sqrt[6]{\frac{4∙10^{6}}{5,313∙10^{9}}}=0,302$$

Расчет коэффициента долговечности сателлитов:

$$K\_{FL}=\sqrt[9]{\frac{4∙10^{6}}{1,062∙10^{9}}}=0,538$$

Расчет допускаемого напряжения изгиба для солнечной шестерни.

 Исходное допускаемое напряжение изгиба возьмем согласно [1, табл. 2.2].

$$[σ]\_{F\_{0}}= 370 [МПа]$$

Допускаемое напряжение изгиба солнечной шестерни:

$$\left[σ\right]\_{Fa}=0,302∙ 370=111,74 \left[МПа\right]$$

Расчет допускаемого напряжения изгиба для сателлита.

 Исходное допускаемое напряжение изгиба возьмем согласно [1, табл. 2.2].

$$[σ]\_{F\_{0}}= 1,03∙285,5=294,065 [МПа]$$

Допускаемое напряжение изгиба сателлита:

$$\left[σ\right]\_{Fg}=0,538∙ 294,065=158,207 \left[МПа\right]$$

Для дальнейших расчетов будем использовать $[σ]\_{H}=309,039 [МПа]$.

# 2.3 Определение межосевого расстояния.

|  |
| --- |
| (2.11) |

$$a\_{ω}=K\_{a}∙(u^{'}+1)∙\sqrt[3]{\frac{Ω∙K\_{Hβ}∙T\_{вх}}{n\_{ω}∙ψ\_{a}∙u^{'}∙[σ]\_{H}^{2}}}$$

$K\_{Hβ}$ – возьмем согласно [1, табл. 2.3], исходя из того, что твердость зубьев колеса ≤ 350HB и $ψ\_{d}=0,5∙0,63∙(1+2)= 0,945$

$$a\_{ω}=4950∙3∙\sqrt[3]{\frac{1,15∙1,27∙250,468}{3∙0,63∙2∙309039000^{2}}}=0,149 \left[м\right]$$

Округляем $a\_{ω}$ до стандартного значения $a\_{ω}=160 [мм]$ согласно стандартному ряду.

# 2.4 Геометрические параметры.

Ширина сателлита:

|  |
| --- |
| (2.12) |

$$b\_{g}=ψ\_{a}∙a\_{ω}=0,63∙160=100,8≈101 \left[мм\right]$$

Ширина солнечной шестерни:

|  |
| --- |
| (2.13) |

$$b\_{a}=1,1∙b\_{g}=101∙1,1=111,1≈111 \left[мм\right]$$

Ширина корончатого колеса:

|  |
| --- |
| (2.14) |

$$b\_{a}=b\_{g}+3=101+3=104 \left[мм\right]$$

 Делительный диаметр солнечной шестерни:

|  |
| --- |
| (2.15) |

$$d\_{a}=\frac{2∙a\_{ω}}{u+1}=\frac{2∙160}{2+1}=106,667 \left[мм\right]$$

 Модуль передачи:

|  |
| --- |
| (2.16) |

$$m=\frac{d\_{a}}{z\_{a}}=\frac{106,667}{24}=4,444 [мм]$$

В соответствии с [1, стр. 13] берем m = 4,5 [мм].

Уточним межосевое расстояние:

|  |
| --- |
| (2.17) |

$$a\_{ω}=0,5∙m∙\left(z\_{a}+z\_{g}\right)=0,5∙4,5∙\left(24+48\right)=162 [мм]$$

Делительный диаметр солнечной шестерни:

|  |
| --- |
| (2.18) |

$$d\_{a}=\frac{z\_{a}∙m}{cosβ}=\frac{24∙4,5}{cos0}=108 \left[мм\right]$$

Диаметр окружности вершин солнечной шестерни:

|  |
| --- |
| (2.19) |

$$d\_{aa}=d\_{a}+2∙m=108+2∙4,5=117 \left[мм\right]$$

Диаметр окружности впадин солнечной шестерни:

|  |
| --- |
| (2.20) |

$$d\_{fa}=d\_{a}-2,5∙m=108-2,5∙4,5=96,75 \left[мм\right]$$

 Делительный диаметр сателлита:

$$d\_{g}=2∙a\_{ω}-d\_{a}= 2∙162-108=216 \left[мм\right]$$

Диаметр окружности вершин сателлита:

$$d\_{ag}=d\_{g}+2∙m=216+2∙4,5=225[мм]$$

Диаметр окружности впадин сателлита:

$$d\_{fg}=d\_{g}-2,5∙m=216-2,5∙4,5=204,75 \left[мм\right]$$

Делительный диаметр корончатого колеса:

$$d\_{b}=2∙a\_{ω}+d\_{g}= 2∙162+216=540 \left[мм\right]$$

Диаметр окружности вершин корончатого колеса:

|  |
| --- |
|  |

$$d\_{ab}=d\_{b}-2∙m=540-2∙4,5=531 [мм]$$

Диаметр окружности впадин корончатого колеса:

$$ d\_{fb}=d\_{b}+2,5∙m=540+2,5∙4,5=551,25 \left[мм\right]$$

# 2.5 Силы в зацеплении.

 Окружная сила:

|  |
| --- |
| (2.21) |

$$F\_{t}=2∙Ω∙\frac{T\_{вх}}{n\_{ω}∙d\_{a}}=2∙1,15∙\frac{250,468}{3∙0,108}= 1778,014 \left[Н\right]$$

 Радиальная сила:

|  |
| --- |
| (2.22) |

$$F\_{r}=F\_{t}∙\frac{tgα}{cosβ}=1778,014∙\frac{tg20°}{cos0}=647.144 \left[Н\right]$$

# 2.6 Проверка в APM Win Machine

Тип передачи: прямозубая внешнего зацепления.

Тип расчета: проверка по моменту.

Рисунок 1 – исходные данные шестерни и колеса.

Рисунок 2 – максимальный момент на входном валу Tmax

|  |
| --- |
| (2.23) |

$$T\_{g}=T\_{вх}∙u∙n\_{план}=250,468∙2∙0,94=470,88$$

$$T\_{g}<T\_{max}$$

# 3. Эскизное проектирование.

# 3.1 Диаметры валов.

1) Диаметр выходного конца тихоходного вала.

|  |
| --- |
| (3.1) |

$$d\geq \sqrt[3]{\frac{16∙T\_{вых}}{π∙\left[τ\right]}}, где$$

$\left[τ\right]$– напряжение кручения [МПа].

В соответствии с [3, стр. 296] примем $\left[τ\right]=14 [МПа]$

$$d\geq \sqrt[3]{\frac{16∙1412,64}{π∙14∙10^{6}}}∙10^{3}=80,099 [мм]$$

Согласно [1, табл. 18.1, 1, табл. 3.1] примем $d=85 мм, t=3,5, r=3,5,f=2,5, где$

$t$ – высота заплечика [мм];

$r$ – координата фаски подшипника [мм];

$f$ – размер фаски колеса [мм];

|  |
| --- |
| (3.2) |

 Диаметр тихоходного вала в месте установки подшипника.

$$d\_{п}=d+2∙t=85+2∙3,5=92 [мм]$$

Принимаем $d\_{п}=90 \left[мм\right]$

|  |
| --- |
| (3.3) |

Диаметр буртика для упора подшипника.

$$d\_{бп}=d\_{п}+3,2∙r=85+3,2∙3,5=101,2 [мм]$$

Принимаем $d\_{бп}=100 [мм]$

2) Диаметр выходного конца быстроходного вала.

$$d\geq \sqrt[3]{\frac{16∙250,468}{π∙14∙10^{6}}}∙10^{3}=44,999 [мм]$$

Согласно [1, табл. 18.1, 1, табл. 3.1] примем $d=45 мм, t=2,8, r=3,f=1,6$

Диаметр быстроходного вала в месте установки подшипника.

$$d\_{п}=d+2∙t=45+2∙2,8=50,6 [мм]$$

Принимаем $d\_{п}=50 \left[мм\right]$

Диаметр буртика для упора подшипника.

$$d\_{бп}=d\_{п}+3,2∙r=50+3,2∙3=59,6 [мм]$$

Принимаем $d\_{бп}=60 [мм]$

 3) Диаметр оси сателлита.

 Нагрузка на подшипники сателлита.

$$C\_{тр}=\sqrt[3,33]{\frac{573∙ω\_{a}^{'}∙z\_{a}∙L\_{h}}{10^{6}∙z\_{g}}}∙R$$

$$ω\_{a}^{'}=ω\_{a}-ω\_{h}=154,566-25,761=128,805 [рад/c]$$

$$R=2∙F\_{t}=2∙1778,014=3556,028 [Н]$$

$$C\_{тр}=\sqrt[3,33]{\frac{573∙128,805∙24∙24000}{10^{6}∙48}}∙3556,028=27291,714 [Н]$$

Диаметр наружного кольца подшипника сателлита.

|  |
| --- |
| (3.4) |

$$D\_{max}=m∙\left(z\_{g}-7\right)=4,5∙\left(48-7\right)=184,5 [мм]$$

Согласно [1, табл. 18.1] примем $D=90 мм$

Следовательно диаметр оси сателлита будет равен 50 мм.

Для оси сателлита выберем сталь 40Х.

 4) Конструкция водила.

Для уменьшения прогибов оси выберем конструкцию водила с двумя щеками, чтобы оси сателлитов имели по две опоры. Толщину щеки примем $δ=18 мм.$

# 3.2 Расстояние между деталями.

Наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей (внешний диаметр корончатого колеса).

|  |
| --- |
| (3.5) |

$$L=d\_{fb}+2,5∙m+2=551,25+2,5∙4,5+2=564,5≈565 \left[мм\right]$$

 Зазор между корпусом и деталями.

|  |
| --- |
| (3.6) |

$$a=\sqrt[3]{L}+3= \sqrt[3]{565}+3=11,267≈12 [мм]$$

 Расстояние между дном корпуса и деталями.

|  |
| --- |
| (3.7) |

$$b\_{0}\geq 4∙a$$

Примем $b\_{0}$ = 48 мм.

# 3.3 Выбор типа и схемы установки подшипников.

 Для быстроходного вала выберем роликовые радиальные подшипники легкой серии (ГОСТ 8328-75). Тип: 12210. Схема установки: враспор.

Для тихоходного вала выберем роликовые радиальные подшипники легкой серии (ГОСТ 8328-75). Тип: 12218. Схема установки: враспор.

Для сателлита выберем роликовые радиальные подшипники легкой серии (ГОСТ 8328-75). Тип: 12210. Схема установки: враспор.

# 4. Корпусные детали.

 Толщина стенки редуктора.

|  |
| --- |
| (4.1) |

$$δ=2,6∙\sqrt[4]{0,1∙T\_{вых}}=2,6∙\sqrt[4]{0,1∙1412,64}=8,964 [мм]\geq 6 \left[мм\right]$$

Примем $δ=9 мм$

 Толщина стенки крышки корпуса.

|  |
| --- |
| (4.2) |

$$δ\_{1}=0,9∙ δ=0,9∙9=8,1≈8 \left[мм\right]$$

В соответствии с [1, табл. 9.2] для $a\_{ω}=262 мм$ примем 4 болта М16, $d=16 мм$, соединяющих крышку и корпус.

В соответствии с [1, табл. 9.3] Примем 4 фундаментальных винта М16, $d\_{ϕ}=16 мм,$ для крепления корпуса к раме или плите.

 Толщину фланцев крышки и корпуса конструктивно принимаем $S=15 мм.$

 Ширина фланцев для соединения крышки и корпуса.

|  |
| --- |
| (4.3) |

$$K=2,7∙d=2,7∙14=37,8≈38 \left[мм\right]$$

|  |
| --- |
| (4.4) |

 Расстояние от края фланца до оси болта.

$$K=1,2∙d=1,2∙14=16,8≈17 \left[мм\right]$$

 Диаметр штифтов.

|  |
| --- |
| (4.5) |

$$d\_{шт}=\left(0,7…0,8\right)∙d=\left(0,7…0,8\right)∙14=9,8…11.2=11 \left[мм\right]$$

 Толщина фланца для крепления редуктора к плите или раме.

|  |
| --- |
| (4.6) |

$$g=2,35∙δ=2,35∙9=21,15≈21 \left[мм\right]$$

 Длина фланца для крепления редуктора к плите или раме.

|  |
| --- |
| (4.7) |

$$K\_{ϕ1}=2,7∙d\_{ϕ}=2,7∙14=37,8≈38 \left[мм\right]$$

 Внутренние литейные радиусы.

|  |
| --- |
| (4.8) |

$$r=0,5∙ δ=0,5∙9=4,5≈5 \left[мм\right]$$

|  |
| --- |
| (4.9) |

Внешние литейные радиусы.

$$R=1,5∙ δ=1,5∙9=13,5≈14 \left[мм\right]$$

 Диаметр отверстий проушин.

|  |
| --- |
| (4.10) |

$$d\_{пр}=\left(2…3\right)∙ δ\_{1}=\left(2…3\right)∙ 8=16…24=20 \left[мм\right]$$

 Ширина стенок проушин.

|  |
| --- |
| (4.11) |

$$S=\left(2…3\right)∙ δ\_{1}=\left(2…3\right)∙ 8=16…24=20 \left[мм\right]$$

**Литература**

1. Дунаев П.Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учебное Пособие для машиностроительных спец. техникумов. – М.: Высш. шк. 1984.-336с.
2. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для втузов / С.А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов и др. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
3. Иванов Д. М. Детали машин: Учеб. для студентов втузов/Под ред. В. А. Финогенова. – 6 изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.: ил.

**Приложение А**

Спроектировать привод ленточного конвейера

