

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

В 4 частях

Часть 2. Передачи с гибкими связями

Учебное пособие

для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам
«Детали машин», «Детали машин и основы конструирования»,
«Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения»
для студентов всех форм обучения

Севастополь
СевГУ
2023

УДК 621.833(076.5)
ББК 34.445я7
О-753

Р е ц е н з е н т:

А.О. Харченко – профессор кафедры «Технология машиностроения»

Составители: Пахалюк В.И., Поляков А.М., Неменко А.В.

О-753 Основы конструирования механических передач. В 4 частях. Часть 2. Передачи с гибкими связями : учебное пособие для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов всех форм обучения / Севастопольский государственный университет, Политехнический институт; сост.: В.И. Пахалюк, А.М. Поляков, А.В. Неменко. – Севастополь: СевГУ, 2023. – 45 с. – Текст : непосредственный.

Представлено учебное пособие для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов всех форм обучения.

УДК 621.833(076.5)
ББК 34.445я73

Рассмотрено и рекомендовано на заседании кафедры «Цифровое проектирование», протокол заседания кафедры № 4 от 14 декабря 2022 г.

© Пахалюк В.И., Поляков А.М.,
Неменко А.В., 2023
© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Расчет передач с роликовой цепью.....	4
2. Расчет клиноременных передач на тяговую способность и долговечность	15
3. Расчет синхронной (зубчатоременной) передачи	26
Библиографический список	33
ПРИЛОЖЕНИЕ А1	34
ПРИЛОЖЕНИЕ А2.....	38
ПРИЛОЖЕНИЕ А3.....	42

Введение

Целью учебного пособия является представление необходимых для самостоятельной работы студентов (СРС) материалов, обеспечивающих максимальную эффективность данного вида работы студентов при изучении учебных дисциплин «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения».

Учебное пособие перекрывает все виды учебных занятий студентов, предусмотренных соответствующими программами и учебными планами по указанным дисциплинам. В нем излагаются современные научные и технические достижения и рекомендации последних стандартов в области расчета передач с гибкими связями. Представлен пример расчета передач в законченном числовом виде. Наличие необходимого справочного материала позволяет практически без привлечения дополнительных источников выполнять все необходимые расчеты, и он может быть использован при подготовке исходных данных для расчета передач с помощью ЭВМ по разработанным на кафедре программам. Данное пособие может быть использовано в изучении дальнейших дисциплин при расчете, например, передач гибкими связями в приводах станков, в двигателях внутреннего сгорания и т.п.

1. Расчет передач с роликовой цепью

Цепные передачи – это передачи *зацеплением* и *гибкой связью*, состоящие из ведущей и ведомой звездочек и охватывающей их цепи. Цепь состоит из соединенных шарнирно звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи. Применяемые в машиностроении цепи по назначению делятся на три основные группы: приводные, грузовые и тяговые. Грузовые и тяговые цепи подробно рассматривают в курсе подъемно-транспортных машин, а в данной работе основное внимание уделяется приводным цепям.

1.1. Типы цепей и исходные данные для расчета

Наиболее широко применяют *роликовые приводные цепи* по ГОСТ 13568-97 (рисунок 1.1а), которые образуются из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев. Внутренние звенья состоят из внутренних пластин 1 и запрессованных в их отверстия гладких втулок 2, на которых свободно вращаются ролики 3. Наружные звенья состоят из наружных пластин 4 и запрессованных в их отверстия валиков 5. *Многорядные цепи* с числом рядов от двух до восьми собирают из деталей с такими же размерами, что и однорядные, кроме валиков имеющих соответственно большую длину. Нагрузочная способность цепей почти прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, радиальные габариты звездочек и динамические нагрузки.

При работе цепных передач в условиях, вызывающих возрастание трения в шарнирах (запыленные и химически активные среды) используют *открыто-шарнирные пластинчатые цепи* (рисунок 1.1б). Будучи открытым, шарнир такой цепи самоочищается от попадающих в него абразивных частиц. Наружные звенья такой цепи не отличаются от аналогичных звеньев роликовой цепи. Внутренние звенья образуются из пластин 2, имеющих отверстия в форме восьмерки, и фасонных валиков 3, заменяющих втулку. Валик 4 свободно проходит через отверстие в пластине 2 и взаимодействует с фасонным валиком 3. Замена тонкостенных втулки и ролика не только удешевляет цепь, но и резко повышает сопротивление усталости деталей цепи. Благодаря этому открыто-шарнирные цепи оказались значительно долговечнее роликовых при работе в тяжело-нагруженных передачах. *Зубчатые цепи* к настоящему времени вытеснены более дешевыми и технологичными прецизионными роликовыми цепями, которые не уступают зубчатым по кинематической точности и шумовым характеристикам. Зубчатые цепи используют преимущественно для замены разрушившихся цепей в старом оборудовании и из-за ограниченности применения здесь не рассматриваются.

Рассмотрим далее *роликовые цепи*. Основными геометрическими характеристиками цепи являются шаг P – расстояние между осями соседних шарниров и ширина b ; основной прочностной характеристикой – разрушающая нагрузка, установленная опытным путем и регламентируемая

ГОСТом. Большинство стандартных цепей имеют шаг, кратный 1 дюйму (25,4 мм). Область применения цепи обычно ограничивается скоростью до 15 м/с, но в передачах высокого качества при эффективном смазывании достигает 35 м/с. Большинство отказов работы цепей связано с износом их шарниров. Поэтому в основу приведенных расчетов положено ограничение давления в шарнире.

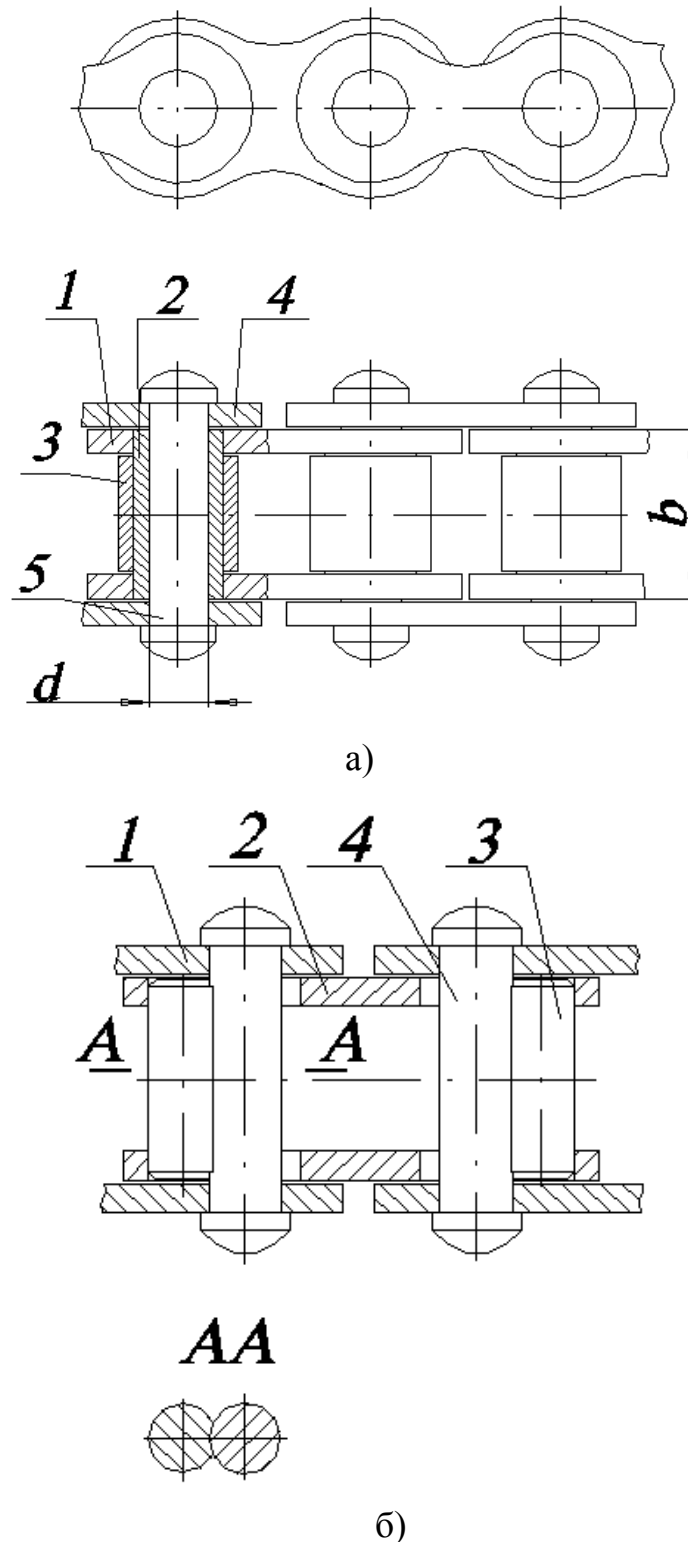


Рисунок 1.1 – Приводные цепи: а) роликовая; б) открыто-шарнирная пластинчатая

Основные *исходные данные* для расчета цепной передачи должны быть заданы или приняты по условиям работы передачи.

1. Крутящий момент T_1 на валу ведущей звездочки, Нм.
2. Частота вращения n_1 вала ведущей звездочки, мин⁻¹.
3. Передаточное число u цепной передачи, $u_{max} = 7$ (в объектах курсовых проектов по дисциплине «Детали машин» передаточное число цепной передачи не следует назначать более 2...2,5).
4. Срок службы (ресурс) передачи L_h , час.
5. Тип цепи.
6. Расположение цепи в пространстве (угол наклона ψ цепи к горизонту).
7. Характер нагрузки.
8. Возможные кратковременные перегрузки в процессе пуска или работы.
9. Способ смазки передачи в зависимости от скорости цепи.
10. Эксплуатационные условия работы: односменная, двухсменная или непрерывная.

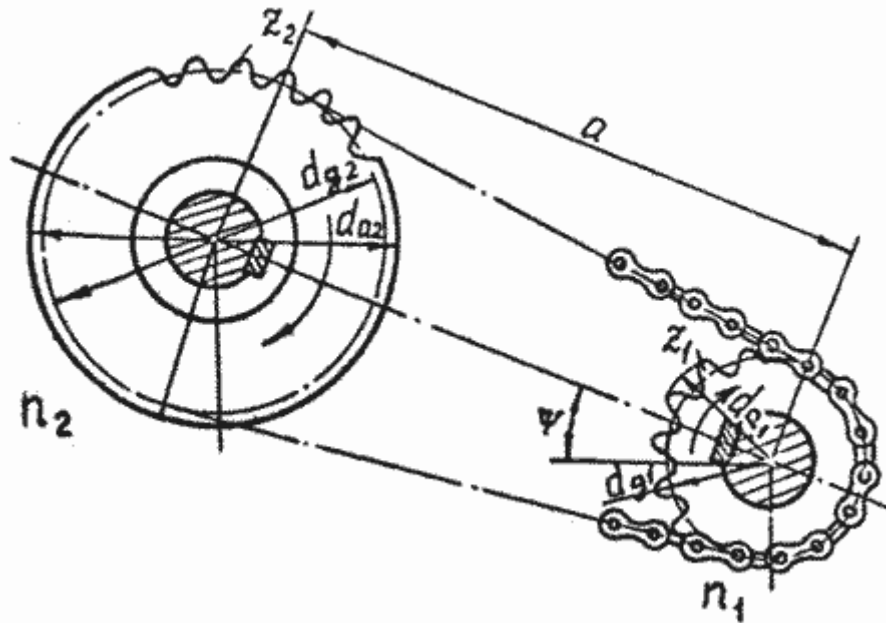


Рисунок 1.2 – Схема цепной передачи

Размерность всех величин дана в международной системе единиц СИ. Величины со знаком (штрих) – предварительные, они подлежат в дальнейшем уточнению. Схема передачи представлена на рисунке 1.2

1.2. Порядок проектировочного расчета цепной передачи

Данный расчет передачи заключается в выборе типа цепи и определении ее шага. Кроме ручного счета расчет передачи может быть выполнен с помощью ЭВМ по разработанной на кафедре программе [1].

1.2.1. Назначение типа цепи

В цепных приводах наибольшее распространение получили цепи типа ПР – приводные роликовые повышенной точности по ГОСТ 13568-97. При этом

двухрядные цепи обозначаются – 2ПР, а трехрядные – соответственно 3ПР. Во всех случаях следует отдавать предпочтение однорядным цепям. Применение трех – и четырехрядных цепей нежелательно, так как они дороги, требуют повышенной точности изготовления звездочек и монтажа привода. Однако многорядные цепи позволяют выбирать цепь с меньшим шагом и, следовательно, уменьшить радиальные размеры звездочек передачи и снизить уровень шума ее работы. Рассмотрим последовательность расчета для приводной роликовой цепи.

1.2.2. Шаг цепи

Предварительное значение шага однорядной цепи P' (мм) определяется по формуле

$$P' = 4,5(T_1)^{1/3}.$$

Полученные значения шага округляют до его ближайшего значения по стандарту и находят значение площади проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи, соответствующей этому шагу (таблица А1.1).

1.2.3. Назначение основных параметров цепной передачи

Производится в приводимом ниже порядке.

1. Число зубьев ведущей звездочки для передач, у которых $u \leq 5$

$$z_1 = 29 - 2u.$$

Если есть ограничения диаметрального размера большей звездочки, то число зубьев ведущей звездочки

$$z_1' \approx \pi d_{g2}' / (uP),$$

где d_{g2}' – желательный делительный диаметр большей звездочки. Значение z_1' должно быть не менее определенного его значения по приведенной выше эмпирической формуле. Если оно значительно меньше, то следует, если это возможно, уменьшить передаточное число цепной передачи или шаг цепи. В крайнем случае, если передача тихоходная, т.е. $n_1 < 100 \text{ мин}^{-1}$, можно допустить уменьшение числа зубьев z_1 до 15.

Число зубьев звездочки желательно назначать из ряда простых или нечетных чисел, что в сочетании с четным числом звеньев способствует более равномерному износу передачи.

2. Оптимальное межосевое расстояние, если нет ограничений, принимается

$$a_{\min} \leq a = (30...50)P \leq a_{\max} = 80P,$$

при $u \leq 3$

$$a_{\min} = (d_{a1} + d_{a2}) + (30..50) \text{ мм},$$

или из условия, чтобы обеспечить угол обхвата цепью малой звездочки не менее 120° при $u > 3$

$$a_{\min} = (d_{a1} + d_{a2})(9 + u)/10,$$

где d_{a1} и d_{a2} – диаметры окружностей выступов звездочек.

3. Наклон передачи. Если угол ψ наклона передачи не задан, то его приближенное значение можно получить из чертежа компоновки привода.

4. Смазывание цепи. Непрерывное смазывание цепи обычно применяют при частоте вращения ведущей звездочки более 100 мин^{-1} .

1.2.4. Проверочный расчет на износостойкость шарниров цепи

Расчет выполняется по условию

$$p = F_t K_{\text{э}} / (A m_p) \leq [p],$$

где p – условное давление в шарнире цепи в предположении нулевого зазора между валиком и втулкой и равномерного распределения давления в шарнире, МПа; A – площадь проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи (таблица А1.1), мм^2 ; m_p – коэффициент рядности: $m_p=1$ при однорядной цепи, $m_p=1,7$ при двухрядной цепи, $m_p=2,5$ при трёхрядной цепи; $[p]$ – допускаемое давление в шарнире цепи для средних эксплуатационных условий при $K_{\text{э}}=1$ (таблица А1.3), МПа; F_t – окружная сила, передаваемая цепью (приближенное значение), Н:

$$F_t = 2\pi T_1 10^3 / (z_1 P);$$

$K_{\text{э}}$ – коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепи:

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} K_{\text{а}} K_{\text{н}} K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}} \leq 3,$$

а входящие в формулу коэффициенты определяют по таблице А1.2.

Примечание – При условии $K_{\text{э}} > 3$ необходимо изменить условия работы передачи и тем самым поменять значения соответствующих коэффициентов.

Значение давления должно находиться в пределах $0,6[p] < p < 1,05[p]$.

Если полученное значение давления в шарнире превышает или значительно меньше допустимого, то, меняя z , P , рядность цепи или параметры, влияющие на $K_{\text{э}}$, добиваются выполнения указанного условия.

Для принятой цепи из справочника выписывают ее обозначение и основные параметры: шаг, диаметр ролика, расстояние между внутренними пластинами, наибольшую ширину звена, ширину внутренней пластины (все это необходимо для конструирования звездочек).

1.2.5. Кинематический и геометрический расчет передачи

1.2.5.1. Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2' = uz_1 \leq 120.$$

Значение z_2' округляют до целого, желательно нечетного числа z .

1.2.5.2. Уточнение передаточного числа цепной передачи

Этот расчет выполняют только в том случае, если значение числа зубьев z_2 ведомой звездочки было округлено. Передаточное число цепной передачи

$$u = z_2 / z_1.$$

1.2.5.3. Частота вращения вала ведомой звездочки (мин^{-1})

$$n_2 = n_1 / u.$$

1.2.5.4. Средняя окружная скорость цепи (м/с)

$$v = z_1 P n_1 10^{-3} / 60.$$

Исходя из указанного выше ограничения v для роликовых цепей, устанавливается наибольшая рекомендуемая $[n_{1\max}]$ и предельная $n_{1\max}$ частоты вращения малой звездочки согласно таблице А1.4.

1.2.5.5. Делительный диаметр ведущей d_1 и ведомой d_2 звездочек (мм)

$$d_1 = P / \sin(180^\circ / z_1),$$

$$d_2 = P / \sin(180^\circ / z_2).$$

1.2.5.6. Диаметры окружностей вершин ведущей d_{a1} и ведомой d_{a2} звездочек

$$d_{a1} = P(0,532 + \text{ctg}(180^\circ / z_1)),$$

$$d_{a2} = P(0,532 + \text{ctg}(180^\circ / z_2)).$$

1.2.5.7. Диаметры окружностей впадин ведущей d_{f1} и ведомой d_{f2} звездочек и радиус впадин r зубьев звездочек (мм)

$$d_{f1} = d_1 - 2r,$$

$$d_{f2} = d_2 - 2r,$$

$$r = 0,5025d_p + 0,05,$$

где d_p – радиус ролика (таблица А1.1), мм.

1.2.5.8. Диаметры ободов (проточек) звездочек (мм)

$$d_{c1} = P \text{ctg}(180^\circ / z_1) - 1,3h,$$

$$d_{c2} = P \text{ctg}(180^\circ / z_2) - 1,3h,$$

где h – ширина внутренней пластины (таблица А1.1), мм.

1.2.5.9. Ширина зуба b_1 (мм) и ширина венца B_1 (мм) звездочки

$$b_1 = k_1 B_{BH} - 0,15,$$

$$B_1 = A_p + b_1,$$

где коэффициент: $k_1 = 0,93$ для однорядной цепи, $k_1 = 0,9$ для двух- и трехрядной цепи; B_{BH} – расстояние между внутренними пластинами, мм; A_p – расстояние между рядами цепи из таблицы А1.1 ($A_p = 0$ для однорядной цепи), мм.

Примечание – Для определения размеров прочих элементов звездочек, необходимых для разработки чертежа, см. [2, 3, 4].

1.2.5.10. Межосевое расстояние, если нет ограничений, принимается оптимальное

$$a' = (30 \dots 50)P.$$

1.2.5.11. Потребное число звеньев цепи (длина цепи в шагах)

$$L_p' = (z_1 + z_2)/2 + 2a' / P + [(z_2 - z_1)/(2\pi)]^2 P / a'.$$

Значение числа звеньев L_p' обычно округляют до четного числа L_p , так как при нечетном числе звеньев цепи приходится применять для соединения ее концов специальные, переходные звенья с изогнутыми пластинами, являющиеся часто причиной отказа цепной передачи.

1.2.5.12. Фактическое межосевое расстояние (мм)

$$a = P \left\{ L_p - (z_1 + z_2)/2 + \sqrt{[L_p - (z_1 + z_2)/2]^2 - 8[(z_2 - z_1)/(2\pi)]^2} \right\} / 4.$$

Полученное значение a для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием уменьшают приблизительно на $\Delta = (0,002...0,004)a$. Это необходимо, чтобы исключить случайное перенапряжение цепи, которое может получиться из-за радиальных биений звездочек и их валов. Межосевое расстояние, округленное до целого числа, принимают за окончательное его значение. В остальных случаях, т.е. в передачах с изменяемым межосевым расстоянием, уменьшение a на величину Δ обеспечивают за счет регулировки.

1.2.6. Расчет цепи по запасу прочности

Предварительно выбранную цепь проверяют на прочность, определяя коэффициент запаса прочности,

$$S = F_p / (F_t K_d + F_q + F_v) \geq S_p,$$

допускаемое значение коэффициента запаса прочности S_p приведено в таблице А1.5, а разрушающая нагрузка F_p (Н) – в таблице А1.1.

Натяжение цепи от центробежных сил F_v (Н)

$$F_v = qv^2,$$

где q – масса одного метра цепи, кг (таблица А1.1).

Натяжение от действия сил тяжести за счет провисания цепи F_q (Н)

$$F_q = 60 \cdot 10^{-3} a q \cos \psi.$$

Сила, действующая на валы цепной передачи

$$F_B = k_B F_t,$$

где k_B – коэффициент нагрузки вала, учитывающий характер нагрузки, действующей на вал, и расположение передачи; при угле наклона линии центров звездочек к горизонту $\psi = 0...40^\circ$ и спокойной нагрузке $k_B = 1,15$, при ударной нагрузке $k_B = 1,30$; при угле наклона $\psi > 40^\circ$ и спокойной нагрузке $k_B = 1,05$, при ударной нагрузке $k_B = 1,15$.

1.2.7. Расчет цепи на долговечность по износостойкости шарниров

Подбор цепи по вышеизложенной методике предполагает проектирование не совсем оптимальной передачи с асинфазным вращением звездочек. Для обеспечения синфазного вращения с целью уменьшения инерционных нагрузок необходимо, чтобы в ветви цепи, сопрягаемой со звездочками, содержалось целое число звеньев. Тип и параметры ряда передач, позволяющих наиболее просто осуществить синфазное вращение звездочек, предложен А.А. Готовцевым в [5].

После подбора цепи уточняется ее срок службы L_h (час) по формуле [5]

$$L_h = K \Delta P k_{cn} \sqrt{z_1} \sqrt[3]{L_p u} / (p v^{5/6} K_{\Sigma}),$$

$$K = k_{min} k_m / (m_p k_k),$$

$\Delta P = 100 / z_2 \leq 3$ – предельно допустимое увеличение шага цепи по нарушению зацепления звеньев с большей звездочкой, %; k_m – число рядов цепи; $k_{min} = 5200$ с синфазным вращением звездочек, $k_{min} = 4350$ – с асинфазным; $k_k = 1$ – цепная передача работает в закрытых кожухах и картерах, $k_k = 1,2\sqrt{v}$ – открытая цепная передача; k_{cn} – коэффициент, учитывающий способ смазки, значения которого приведены в таблице А1.6.

1.2.8. Ограничение числа ударов цепи

Для обеспечения долговечности число ударов цепи W при набегании на зубья звездочек и сбегании с них не должно превышать допустимого значения W_p (с⁻¹)

$$W = 4z_1 n_1 / (60L_p) \leq W_p,$$

где приближенно $W_p = 508 / P$ из источника [6] или выбирается по таблице А1.7.

1.2.9. Оценка критической частоты вращения

Для приближенной оценки критической частоты вращения n_{1k} (мин⁻¹) малой звездочки можно использовать формулу [7]

$$n_{1k} = 30 \sqrt{(F_t + F_q + F_v) / q} / (10^{-3} z_1 a),$$

где при условии $n_{1k} < n_1$ резонанс отсутствует.

1.3. Пример расчета цепной передачи

1.3.1. Исходные данные

Рассчитать передачу роликовой цепью от тихоходного вала редуктора к приводному валу роликового конвейера.

$T_1 = 798$ Нм – крутящий момент на валу ведущей звездочки, расположенной на тихоходном валу редуктора;

$n_1 = 58 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения ведущей звездочки;
 $u = 2,09$ – передаточное число цепной передачи;
 привод работает в одну смену;
 ожидаемый угол наклона передачи ψ к горизонту 45° ;
 положение валов передачи не регулируется;
 пусковая нагрузка до 150 % номинальной нагрузки;
 желательно, чтобы делительный диаметр ведомой звездочки d'_{g2} не превышал 650 мм.

1.3.2. Проектировочный расчет цепной передачи

1.3.2.1. Назначим однорядную роликовую цепь типа ПР по ГОСТ 13568-97.

1.3.2.2. Выбор предварительного значения шага однорядной цепи

$$P' = 4,5\sqrt[3]{T_1} = 4,5\sqrt[3]{798} = 41,7 \text{ мм.}$$

Ближайшее значение шага и соответствующей ему площади проекции шарнира для цепи ПР-38,1-12700 (таблица А1.1): $P=38,1 \text{ мм}$; $A=395 \text{ мм}^2$.

1.3.2.3. Определение числа зубьев малой (ведущей) и большой (ведомой) звездочек

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2,09 = 24,82,$$

округляем до ближайшего нечетного числа $z_1 = 25$.

$$z_2 = z_1 u = 25 \cdot 2,09 = 52,25,$$

округляем до ближайшего целого числа $z_2 = 52$.

Фактическое передаточное число

$$u = z_2 / z_1 = 52 / 25 = 2,08.$$

Отклонение $\Delta u = (2,09 - 2,08) \cdot 100 / 2,09 = 0,48\%$, что допустимо.

1.3.2.4. Определение числа зубьев z'_1 из условия, что делительный диаметр ведомой звездочки не должен превышать 650 мм,

$$z'_1 \approx \pi d'_{g2} / (uP) = \pi \cdot 650 / (2,08 \cdot 38,1) = 25,77 \text{ мм.}$$

Следовательно, принятое значение $z_1 = 25 < z'_1$ и удовлетворяет этому условию.

1.3.2.5. Определение коэффициента эксплуатации (таблица А1.2)

$$K_{\Sigma} = K_D K_a K_H K_{рег} K_{см} K_{реж} = 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 = 2,25 < 3,$$

$K_D = 1,2$ – небольшие колебания нагрузки;

$K_a = 1$ – принимаем оптимальное межосевое расстояние в пределах $(30 \dots 50)P$;

$K_H = 1$ – угол наклона передачи $\psi \leq 45^\circ$;

$K_{рег} = 1,25$ – передача с нерегулируемым натяжением цепи;

$K_{см} = 1,5$ – смазывание передачи нерегулярное: цепь будут смазывать при помощи кисти;

$K_{реж} = 1$ – работа односменная.

1.3.2.6. Определение допускаемого давления в шарнире цепи (таблица А1.3).

Путем линейной интерполяции для заданной частоты вращения $n_1 = 58 \text{ мин}^{-1}$ и выбранного шага $P = 38,1 \text{ мм}$ определяем

$$[p] = 35 - (35 - 29) \cdot 8 / 150 = 34,68 \text{ МПа}.$$

1.3.2.7. Определение приближенного значения окружной силы на звездочках

$$F_t = 2\pi T_1 10^3 / (z_1 P) = 2 \cdot \pi \cdot 798 \cdot 10^3 / (25 \cdot 38,1) = 5264 \text{ Н}.$$

1.3.2.8. Определение условного давления в шарнирах цепи

$$p = F_t K_{\varnothing} / (A m_p) = 5264 \cdot 2,25 / (395 \cdot 1) = 29,98 \text{ МПа} < [p] = 34,68 \text{ МПа}.$$

Следовательно, принятая однорядная цепь ПР-38,1-12700 подходит. Дополнительные характеристики цепи (таблица А1.1): $F_p = 127,0$ – разрушающая нагрузка, кН; $q = 5,5$ – масса одного метра цепи, кг; $B_{BH} = 25,4$ – расстояние между внутренними пластинами цепи, мм; $d_p = 22,23$ – диаметр ролика, мм; $h = 36,2$ – ширина внутренней пластины, мм; $A_p = 0$ – расстояние между рядами цепи, мм.

1.3.3. Кинематический и геометрический расчет цепной передачи

1.3.3.1. Определение частоты вращения ведомой звездочки

$$n_2 = n_1 / u = 58 / 2,08 = 27,88 \text{ мин}^{-1}.$$

1.3.3.2. Наибольшая рекомендуемая частота вращения малой звездочки для выбранной цепи $[n_{1\max}] = 400 \text{ мин}^{-1}$ (таблица А1.4), что больше $n_1 = 58 \text{ мин}^{-1}$.

1.3.3.3. Определение средней окружной скорости цепи

$$v = z_1 P n_1 10^{-3} / 60 = 25 \cdot 38,1 \cdot 58 \cdot 10^{-3} / 60 = 0,921 \text{ м/с}.$$

1.3.3.4. Определение межосевого расстояния (из оптимального диапазона)

$$a' = 40P = 40 \cdot 38,1 = 1524 \text{ мм}.$$

1.3.3.5. Определение потребного числа звеньев (длины цепи в шагах)

$$L_p' = (z_1 + z_2) / 2 + 2a' / P + [(z_2 - z_1) / (2\pi)]^2 P / a' = (25 + 52) / 2 + 2 \cdot 1524 / 38,1 + [(52 - 25) / (2\pi)]^2 \cdot 38,1 / 1524 = 118,96,$$

округляем до четного числа $L_p = 118$.

1.3.3.6. Определяем фактическое межосевое расстояние

$$\begin{aligned} a &= P \left\{ L_p - (z_1 + z_2) / 2 + \sqrt{[L_p - (z_1 + z_2) / 2]^2 - 8[(z_2 - z_1) / (2\pi)]^2} \right\} / 4 = \\ &= 38,1 \cdot \left\{ 118 - (25 + 52) / 2 + \sqrt{[118 - (25 + 52) / 2]^2 - 8[(52 - 25) / (2\pi)]^2} \right\} / 4 = \\ &= 1505,6 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Полученное значение a для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием уменьшаем на величину

$$\Delta = (0,002...0,004)a = (0,002...0,004)1505,6 = 3...6 \text{ мм.}$$

Приняв, примерно, $\Delta = 0,003a = 0,0031505,6 = 4,5 \text{ мм}$, получим окончательное значение межосевого расстояния $a = 1505,6 - \Delta = 1501 \text{ мм}$.

1.3.3.7. Определение диаметров делительных окружностей звездочек

$$d_1 = P / \sin(180^\circ / z_1) = 38,1 / \sin(180^\circ / 25) = 303,99 \text{ мм},$$

$$d_2 = P / \sin(180^\circ / z_2) = 38,1 / \sin(180^\circ / 52) = 631,02 \text{ мм}.$$

1.3.3.8. Определение диаметров окружностей вершин звездочек

$$d_{a1} = P(0,532 + \operatorname{ctg}(180^\circ / z_1)) = 38,1(0,532 + \operatorname{ctg}(180^\circ / 25)) = 321,86 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = P(0,532 + \operatorname{ctg}(180^\circ / z_2)) = 38,1(0,532 + \operatorname{ctg}(180^\circ / 52)) = 650,14 \text{ мм}.$$

1.3.3.9. Диаметры окружностей впадин ведущей d_{f1} и ведомой d_{f2} звездочек и радиус впадин r зубьев звездочек

$$d_{f1} = d_1 - 2r = 303,99 - 2 \cdot 11,22 = 281,55 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2r = 631,02 - 2 \cdot 11,22 = 608,58 \text{ мм},$$

$$r = 0,5025d_p + 0,05 = 0,5025 \cdot 22,23 + 0,05 = 11,22 \text{ мм}.$$

1.3.3.10. Диаметры ободов (проточек) звездочек

$$d_{c1} = P \operatorname{ctg}(180^\circ / z_1) - 1,3h = 38,1 \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ / 25) - 1,3 \cdot 36,2 = 254,53 \text{ мм},$$

$$d_{c2} = P \operatorname{ctg}(180^\circ / z_2) - 1,3h = 38,1 \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ / 52) - 1,3 \cdot 36,2 = 582,81 \text{ мм}.$$

1.3.3.11. Определение минимального межосевого расстояния

$$a_{\min} = (d_{a1} + d_{a2}) + 40 = (321,86 + 650,14) + 40 = 1012 \text{ мм} < 1501 \text{ мм}.$$

1.3.3.12. Определение ширины зуба b_1 и ширины венца B_1 звездочки

$$b_1 = k_1 B_{BH} - 0,15 = 0,93 \cdot 25,4 - 0,15 = 23,47 \text{ мм},$$

$$B_1 = b_1 = 23,47 \text{ мм для однорядной цепи}.$$

1.3.4. Расчет цепи по запасу прочности

1.3.4.1. Определение действительной окружной силы

$$F_t = 2T_1 10^3 / d_1 = 2 \cdot 798 \cdot 10^3 / 303,99 = 5250 \text{ Н}.$$

1.3.4.2. Определение натяжения цепи от центробежных сил

$$F_v = qv^2 = 5,5 \cdot 0,92^2 = 5 \text{ Н}.$$

1.3.4.3. Определение натяжения от действия сил тяжести за счет провисания цепи

$$F_q = 60 \cdot 10^{-3} q a \cos \psi = 60 \cdot 10^{-3} \cdot 5,5 \cdot 1501 \cos 45^\circ = 350 \text{ Н}.$$

1.3.4.4. Определение коэффициента запаса прочности цепи

$$S = F_p / (F_t K_{\text{д}} + F_q + F_v) = 127000 / (5250 \cdot 1,2 + 350 + 5) = 19,08 > S_p = 7,53,$$

где S_p определяется линейной интерполяцией по таблице А1.5.

1.3.4.5. Определение силы, действующей на валы цепной передачи

$$F_B = k_B F_t = 1,05 \cdot 5250 = 5513 \text{ Н},$$

где $k_B = 1,05$ – при спокойной нагрузке и угле наклона $\psi > 40^\circ$.

1.3.5. Расчет цепи на долговечность по износостойкости шарниров

Определение срока службы цепи при асинфазном вращении звездочек

$$L_h = K \Delta P k_{cn} \sqrt{z_1} \sqrt[3]{L_p u} / (p v^{5/6} K_\varnothing) = 3777 \cdot 1,923 \cdot 1,4 \sqrt{25} \sqrt[3]{118 \cdot 2,08} /$$

$$/(29,98 \cdot 0,921^{5/6} \cdot 2,25) = 5054 \text{ час},$$

где $K = k_{min} k_m / (m_p k_k) = 4350 \cdot 1 / (1 \cdot 1,2 \sqrt{0,921}) = 3777$,

$$\Delta P = 100 / z_2 = 100 / 52 = 1,923\%,$$

$k_{cn} = 1,4$ – смазка передачи периодическая (таблица А1.6).

1.3.6. Ограничение числа ударов цепи

Определение числа ударов цепи

$$W = 4 z_1 n_1 / (60 L_p) = 4 \cdot 25 \cdot 58 / (60 \cdot 118) = 0,82 \text{ с}^{-1} < W_p = 13,3 \text{ с}^{-1},$$

где $W_p = 508 / P = 508 / 38,1 = 13,3 \text{ с}^{-1}$.

1.3.7. Оценка критической частоты вращения

Определение критической частоты вращения вала ведущей звездочки

$$n_{1k} = 30 \sqrt{(F_t + F_q + F_v) / q} / (10^{-3} z_1 a) = 30 \cdot \sqrt{(5250 + 350 + 5) / 5,5} / (10^{-3} \cdot 25 \cdot 1501) =$$

$$= 25,5 \text{ мин}^{-1} < n_1 = 58 \text{ мин}^{-1}.$$

Следовательно, резонанс отсутствует.

2. Расчет клиноременных передач на тяговую способность и долговечность

Ремённая передача — это передача механической энергии при помощи гибкого элемента — приводного ремня, за счёт сил трения или сил зацепления (зубчатые ремни). Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов с диаметрами d_1 и d_2 , расположенных на межосевом расстоянии a (рисунок 2.1), и ремней, надетых на шкивы с натяжением и передающих окружную (полезную) силу с помощью сил трения. В состав передачи часто входят устройства для регулирования натяжения ремней, а также ограждения.

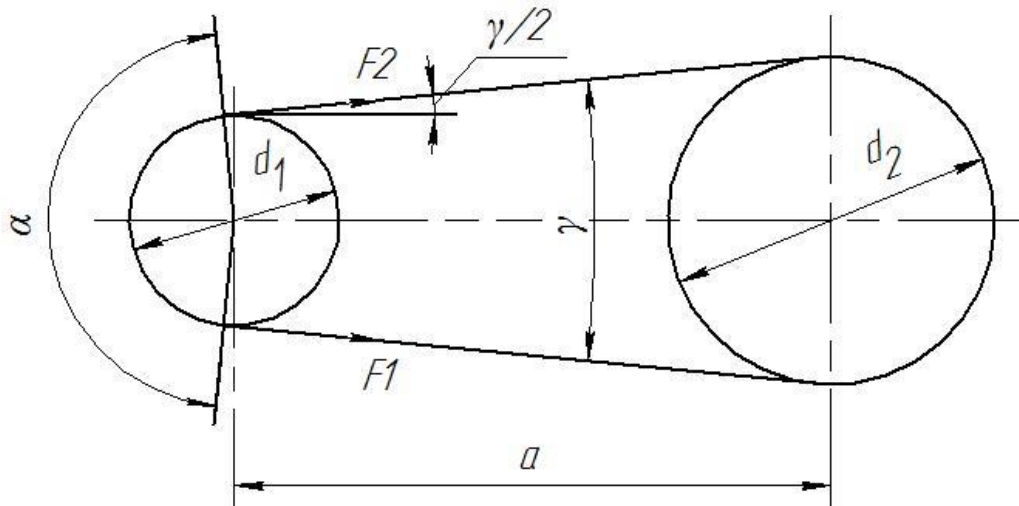


Рисунок 2.1 – Схема ременной передачи

2.1. Типы ременных передач и исходные данные для расчета

По принципу работы различают ременные передачи трением (большинство передач) и зацеплением (зубчато-ременные или синхронные). Передачи трением по форме поперечного сечения ремня разделяют на плоскоремные, клиноремные, поликлиновые и круглые.

Наиболее широко применяют клиноремные передачи. Достоинства такой передачи в её большой тяговой способности за счет повышенного сцепления ремня со шкивами. Ремни работают на шкивах с канавками соответствующего профиля. Профиль ремней и канавок шкивов имеет контакт только по боковым (рабочим) поверхностям ремней и боковым граням канавок шкивов. Между внутренней поверхностью ремня и дном канавки шкива должен быть зазор.

Клиновые приводные ремни – ремни трапециевидного сечения (рисунок 2.2), выпускаются бесконечными и состоят из корда 1, резиновой основы 2 и обертки 3 из прорезиненной ткани. Корд – несущий слой на основе 2...5 слоев капроновой или лавсановой ткани (корд – тканевый) или слоя корд – шнур (кордшнуровой). Корд располагают в продольном направлении ремня в нейтральном слое шириной W_p для разгрузки его от напряжений изгиба. Резиновая основа обеспечивает ремню требуемую форму сечения. Обертка придает ремню каркасность, предохраняет от внешних воздействий, повышает износостойкость.

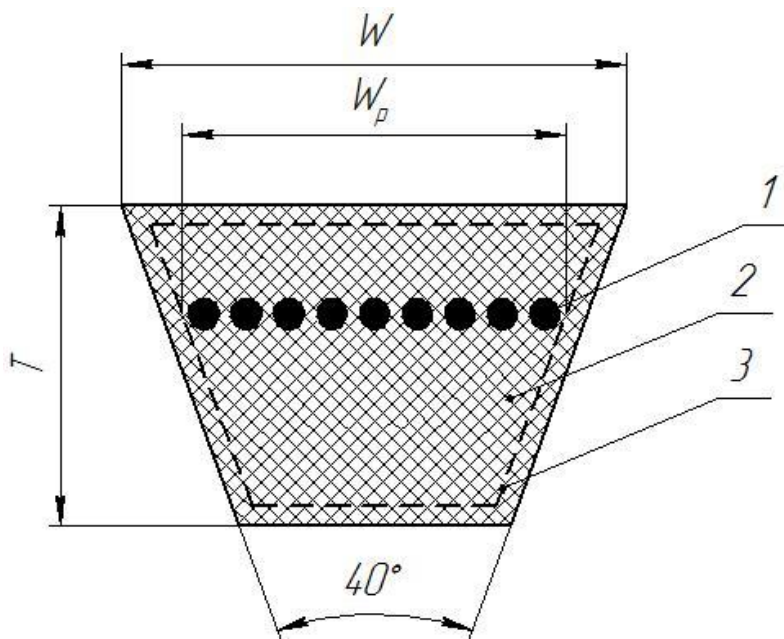


Рисунок 2.2 – Схема поперечного сечения клинового ремня

Клиновые ремни нормальных сечений обозначают (в порядке увеличения поперечного сечения): Z(O), A, B(B), C(B), D(Г), E(Д), EO(E). Из-за большой массы скорость их ограничена (до 30 м/с). Вследствие большой относительной высоты ремни нормальных сечений имеют ограниченную долговечность.

Клиновые ремни узких сечений изготавливают четырех сечений: SPZ(YO), SPA(YA), SPB(YB), SPC(YB). Обозначения, указанные в скобках, соответствуют ранее принятым обозначениям в технической документации. Благодаря меньшему отношению ширины ремня к высоте они имеют более равномерное распределение нагрузки по нитям корда. Поэтому узкие ремни допускают большие натяжения, передают при той же площади сечения в 1,5–2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения, что позволяет уменьшить число ремней в передаче и ширину шкивов. Узкие ремни хорошо работают при скоростях до 50 м/с. В настоящее время применение узких ремней становится преобладающим.

Основные характеристики клиновых ремней приведены в таблице А2.1.

Основные **исходные данные** для расчета клиноременной передачи должны быть приняты или заданы по условиям работы передачи.

1. Крутящий момент T_1 на валу ведущего шкива, Нм.
2. Частота вращения n_1 ведущего шкива, мин⁻¹.
3. Передаточное число u ременной передачи.
4. Характер нагрузки.
5. Эксплуатационные условия работы: односменная, двухсменная или непрерывная.
6. Тип ремня (нормального или узкого сечения).

Размерность всех величин дана в международной системе единиц СИ. Величины со знаком (штрих) – предварительные, они подлежат в дальнейшем уточнению.

2.2. Порядок проектного расчета клиноременной передачи

Данный расчет передачи заключается в выборе сечения ремня, количества ремней и определении их среднего ресурса. Кроме ручного счета расчет передачи может быть выполнен с помощью ЭВМ по разработанной на кафедре программе [1].

2.2.1. Критерии работоспособности и расчета

Критериями работоспособности и расчета ременных передач являются тяговая способность и долговечность. Если не будет выполнено первое условие, ремень начнет буксовать из-за недостаточной прочности сцепления ремня со шкивами (ведущий шкив вращается, а ведомый остается неподвижным); если не будет выдержано второе условие, ремень будет быстро выходить из строя из-за усталостного разрушения (трещины, надрывы, расслаивание ремня).

Для клиновых ремней применяется комплексный расчет на тяговую способность и долговечность, т.к. ограниченное количество типоразмеров клиновых ремней позволило накопить достаточный для проведения таких расчетов объем экспериментальных данных о параметрах кривых усталости [3].

2.2.2. Последовательность расчета клиноременной передачи

2.2.2.1. По величине вращающего момента T_1 выбирается сечение ремня и диаметр ведущего шкива $d_{1\min}$.

Примечание – Целесообразно принимать d_1 возможно большим, т.к. при этом повышается долговечность ремня и КПД передачи, увеличивается полезное напряжение σ_t , снижается окружная сила F_t и уменьшается число ремней.

Лучше всего d_1 находить по формуле [8]

$$d_1 = C\sqrt[3]{T_1},$$

где $C = 38...42$ для ремней нормального сечения;

$C = 20$ для ремней узкого сечения.

Полученное значение округляют до стандартного по таблице А2.3.

2.2.2.2. Определение окружной скорости ремня, м/с

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}.$$

Должно быть выполнено условие:

$v < 30$ м/с для ремней нормального сечения;

$v < 50$ м/с для ремней узкого сечения.

2.2.2.3. Определение диаметра ведомого шкива

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0,015$ – относительное скольжение.

Полученный диаметр округляют до ближайшего стандартного значения по таблице А2.3.

2.2.2.4. Уточнение передаточного отношения

$$u = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}.$$

2.2.2.5. Определение оптимального значения межосевого расстояния в зависимости от диаметра d_2 и передаточного отношения u из условия обеспечения необходимого угла обхвата на ведущем шкиве

$$a = \frac{1,5d_2}{\sqrt[3]{u}}.$$

2.2.2.6. Определение длины ремня

$$L_p = 2a + \pi d_{cp} + \frac{\Delta^2}{a},$$

где $d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2}$; $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$.

2.2.2.7. Уточнение межосевого расстояния

$$a = \frac{L_p - \pi d_{cp}}{4} - \frac{1}{4} \sqrt{(L_p - \pi d_{cp})^2 - 8\Delta^2}.$$

2.2.2.8. Угол между ветвями ремня (рисунок 1)

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a}.$$

2.2.2.9. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha = (180 - \gamma) > 120^\circ.$$

2.2.2.10. Определение числа пробегов ремня

$$U = \frac{1000v}{L_p}.$$

2.2.2.11. Определение коэффициента передаточного числа или коэффициента приведения, установленного на основе гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений,

$$K_u = 1,14 - 0,14e^{2,43(1-u)},$$

где e – основание натуральных логарифмов.

2.2.2.12. Определение эквивалентного диаметра шкива, с помощью которого учитывают различную степень изгиба ремня на малом и большом шкивах при передаточном числе $u > 1$

$$d_e = d_1 K_u.$$

2.2.2.13. Полезное напряжение

$$\sigma_t = \frac{5,55}{U^{0,09}} - 6 \frac{W_p^{1,57}}{d_e} - 10^{-3} v^2 \quad \text{– для ремней нормального сечения,}$$

$$\sigma_t = (27,1 - 5,1 \lg U) W_p^{-0,421} - 49 \frac{W_p}{d_e} - 1,12 \cdot 10^{-3} v^2 \quad \text{– для ремней узкого сече-}$$

ния,

где W_p – расчетная ширина ремня.

2.2.2.14. Определение допускаемого полезного напряжения

$$[\sigma_t] = \frac{\sigma_t C_\alpha}{C_p},$$

где C_α – коэффициент учитывающий влияние на тяговую способность передачи угла обхвата α ($u \neq 1$), определяемого по формуле

$$C_\alpha = 1,24 \left(1 - e^{-\frac{\alpha}{110}} \right),$$

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (таблица А2.2).

В таблице приведены значения C_p для приводов с электродвигателем переменного тока общепромышленного применения.

2.2.2.15. Определение числа ремней

$$z = \frac{z'}{C_z} \leq 8,$$

где $z' = \frac{F_t}{[\sigma_t] \cdot A}$ – предварительное значение числа ремней:

$$F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} \quad \text{– окружная сила, Н;}$$

A – площадь поперечного сечения ремня, мм².

В многоручьевых передачах, каковыми являются клиноременные передачи, нагрузка по ремням распределяется неравномерно. Это учитывается коэффициентом C_z при $z' > 2$, который определяется по зависимостям [9]

$$C_z = 1,025 - 0,025z \quad \text{при } z < 7,$$

$$C_z = 0,85 \quad \text{при } z \geq 7,$$

затем округляют z до ближайшего большего целого числа или до ближайшего меньшего, если разница не более 0,1.

Примечание – Во избежание воздействия чрезмерной нагрузки на вал и необходимости использования в этом случае в передаче разгрузочного шкива в качестве ведомого, желательно не применять в курсовом проектировании число ремней более 5.

2.2.2.16. Определение сил натяжения ветвей ремня и силы, действующей на вал.

Для определения сил натяжения ветвей ремня и силы действующей на вал, находят фактический коэффициент тяги, характеризующий нагрузочную способность передачи при принятом коэффициенте тяги $\varphi_0 = 0,67$:

$$\varphi = \frac{\varphi_0 C_\alpha}{C_p} = \frac{0,67 C_\alpha}{C_p}.$$

Сила F_0 начального натяжения ремня определяется через фактический коэффициент тяги

$$F_0 = \frac{F_t}{2\varphi}.$$

Сила натяжения ведущей ветви ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{1}{2} F_t.$$

Сила, действующая на вал

$$F = 2F_0 \cos \frac{\gamma}{2}.$$

Примечание – В передачах без регулирования натяжения ремней предварительное натяжение обычно устанавливается с запасом, и оно сохраняется до вытягивания ремней. Поэтому силу F рекомендуют увеличивать в 1,5 раза.

2.2.2.17. Определение среднего ресурса клиноременной передачи.

Средний ресурс проектируемой передачи оценивают следующим образом.

Определяют максимальное напряжение [8]:

в ремне нормальных сечений

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{zA} + 7,5 \frac{W_p^{1,57}}{d_e} + 1,27 \cdot 10^{-3} v^2,$$

в ремне узких сечений

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{zA} + 61,25 \frac{W_p}{d_e} + 1,4 \cdot 10^{-3} v^2.$$

Из уравнений усталости находят число циклов N , которое выдерживает ремень нормальных сечений

$$N = \left(\frac{38,2}{\sigma_{\max}} \right)^{11}$$

и ремень узких сечений

$$\lg N = 13,6 - \frac{\sigma_{\max} W_p^{0,421}}{6,375}.$$

Учитывая большой разброс экспериментальных данных по долговечности, а также влияние большого числа факторов, связанных с условиями эксплуатации и технологией изготовления ремней, реальная (эксплуатационная) долговечность – средний ресурс ремня L_{hcr} – будет значительно меньше условной расчетной долговечности ($L_h = 24000ч$).

Это учитывается коэффициентом снижения долговечности $S_T = 4,5...5,0$ [10].

Определяют средний ресурс ремня (из расчета по два цикла за один пробег ремня) по зависимости

$$L_{hcr} = \frac{N}{7200 \cdot US_T}.$$

Полученный ресурс должен быть больше ресурса, установленного ГОСТ 1284.2-89 для эксплуатации в легком режиме – 5000 ч, в среднем – 2000 ч, тяжелом – 1000 ч, в очень тяжелом – 500 ч.

Если это условие не выполняется, следует взять шкивы большего диаметра.

2.2.3. Шкивы клиноременных передач

Шкивы клиноременных передач для ремней нормального сечения и узких ремней (ГОСТ Р50641–94) на ободе имеют канавки по числу ремней. Глубина канавок шкивов должна быть такой, чтобы между внутренней поверхностью ремней и дном канавок сохранялся зазор. В то же время ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива, так как в этом случае кромки канавок быстро разрушают ремень. Рабочей поверхностью канавок являются боковые стороны. Для уменьшения износа ремней рабочую поверхность канавок полируют.

При изгибе на шкиве профиль ремня искажается: ширина ремня в зоне растяжения уменьшается, а в зоне сжатия увеличивается. При этом угол профиля уменьшается. Если ремень, деформированный таким образом, расположить в канавке шкива с углом, равным углу профиля недеформированного ремня, то давление на его боковые грани распределится неравномерно. Долговечность ремня в этом случае уменьшится. В целях выравнивания давления углы канавок α_k делают меньше угла профиля ремня: чем меньше диаметр шкива, тем меньше угол канавки. По стандарту на размеры шкивов клиноременных передач канавки изготавливают с углами $\alpha_k = (34...40)^\circ$.

Профиль канавок показан на рисунке А2.1, основные размеры профиля приведены в таблице А2.3 [11].

2.3. Пример расчета клиноременной передачи

2.3.1. Исходные данные

Рассматривается расчет передачи нормальными клиновыми ремнями, но может быть также легко выполнен и для передачи с ремнями узких сечений.

Примечание – Опыт показывает, что рекомендуемые в расчете минимальные диаметры шкивов для ремней узких сечений существенно меньше аналогичных диаметров для ремней нормальных сечений. Это приводит к возрастанию окружной силы, что увеличивает необходимое количество ремней, а также к росту изгибных напряжений в ремне, уменьшающих эксплуатационный ресурс ремня. Кроме того, расчетные оптимальные межосевые расстояния могут оказаться меньше их необходимых конструктивных значений. Эти обстоятельства снижают положительный эффект от указанных выше достоинств применения ремней узкого сечения, которые, вероятно, можно рекомендовать к использованию при одновременном увеличении минимальных диаметров шкивов. Из этих предпосылок в данном случае и был выбран ремень нормального сечения.

Вращающий момент на валу ведущего шкива $T_1 = 25 \text{ Нм}$;

частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1455 \text{ мин}^{-1}$;

передаточное число передачи $u = 2$;

привод работает в две смены.

2.3.2. Проектный расчет клиноременной передачи

2.3.2.1. По таблице А2.1 принимаем профиль ремня А и минимальный диаметр ведущего шкива $d_{1\min} = 90 \text{ мм}$. Расчетная ширина ремня $W_p = 11,0 \text{ мм}$; площадь поперечного сечения $A = 80 \text{ мм}^2$.

Диаметр ведущего шкива

$$d_1 = C\sqrt[3]{T_1} = (38...42) \cdot \sqrt[3]{25} = (111...123) \text{ мм},$$

принимаем ближайший минимальный диаметр $d_1 = 112 \text{ мм}$ (таблица А2.3).

2.3.2.2. Скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 112 \cdot 1455}{60000} = 8,53 \text{ м/с}$$

не превышает допустимую $v = 30 \text{ м/с}$.

2.3.2.3. Выбор диаметра ведомого шкива

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon) = 112 \cdot 2 \cdot (1 - 0,015) = 220,6 \text{ мм},$$

принимаем стандартное значение $d_2 = 224 \text{ мм}$.

2.3.2.4. Уточнение передаточного числа

$$u = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{224}{112 \cdot (1 - 0,015)} = 2,03.$$

Отклонение общего передаточного числа привода, где используется ременная передача, от заданного составляет 1,5 %, что не превышает допускаемого 4 %.

2.3.2.5. Определение оптимального межосевого расстояния

$$a = \frac{1,5d_2}{\sqrt[3]{u}} = \frac{1,5 \cdot 224}{\sqrt[3]{2,03}} = 363,5 \text{ мм.}$$

2.3.2.6. Определение длины ремня

$$L_p = 2a + \pi d_{cp} + \frac{\Delta^2}{a} = 2 \cdot 363,5 + \pi \cdot 168 + \frac{56^2}{363,5} = 1263,4 \text{ мм,}$$

$$\text{где } d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{112 + 224}{2} = 168 \text{ мм; } \Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{224 - 112}{2} = 56 \text{ мм.}$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения. $L_p = 1250 \text{ мм}$ (таблица А2.1), что соответствует диапазону длин ремней профиля А.

2.3.2.7. Уточнение межосевого расстояния

$$\begin{aligned} a &= \frac{L_p - \pi d_{cp}}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L_p - \pi d_{cp})^2 - 8\Delta^2} = \\ &= \frac{1250 - \pi \cdot 168}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(1250 - \pi \cdot 168)^2 - 8 \cdot 56^2} = 356,7 \text{ мм.} \end{aligned}$$

2.3.2.8. Угол между ветвями ремня

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a} = 2 \arcsin \frac{56}{356,7} = 18,06^\circ.$$

2.3.2.9. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha = (180^\circ - 18,06^\circ) = 161,94^\circ.$$

2.3.2.10. Определение числа пробегов ремня

$$U = \frac{1000v}{L_p} = \frac{1000 \cdot 8,53}{1250} = 6,82 \text{ с}^{-1}.$$

2.3.2.11. Определение коэффициента передаточного числа

$$K_u = 1,14 - 0,14e^{2,43(1-u)} = 1,14 - 0,14e^{2,43 \cdot (1-2,03)} = 1,129.$$

2.3.2.12. Определение эквивалентного диаметра шкива

$$d_e = d_1 K_u = 112 \cdot 1,129 = 126,4 \text{ мм.}$$

2.3.2.13. Определение полезного напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{5,55}{U^{0,09}} - 6 \frac{W_p^{1,57}}{d_e} - 10^{-3} \cdot v^2 = \\ &= \frac{5,55}{6,82^{0,09}} - 6 \cdot \frac{11,0^{1,57}}{101,6} - 10^{-3} \cdot 8,53^2 = 2,55 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

2.3.2.14. Допускаемое полезное напряжение для проектируемой передачи

$$[\sigma_t] = \frac{\sigma_t C_\alpha}{C_p} = \frac{2,55 \cdot 0,956}{1,1} = 2,22 \text{ МПа},$$

где $C_\alpha = 1,24(1 - e^{-\frac{a}{110}}) = 1,24 \cdot (1 - e^{-\frac{161,94}{110}}) = 0,956$;
 $C_p = 1,1$ (таблица А2.2).

2.3.2.15. Определение числа ремней в передаче

$$z' = \frac{F_t}{[\sigma_t] \cdot A} = \frac{446,4}{2,22 \cdot 81} = 2,48,$$

где $F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 25}{112} = 446,4 \text{ Н}$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между ремнями

$$C_z = 1,025 - 0,025z = 1,025 - 0,025 \cdot 2,48 = 0,963.$$

Тогда требуемое число ремней

$$z = \frac{z'}{C_z} = \frac{2,48}{0,963} = 2,58.$$

Принимаем $z = 3$.

2.3.2.16. Фактический коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{\varphi_0 C_\alpha}{C_p} = \frac{0,67 \cdot 0,956}{1,1} = 0,582.$$

2.3.2.17. Сила начального натяжения ремня

$$F_0 = \frac{F_t}{2\varphi} = \frac{446,4}{2 \cdot 0,582} = 383,5 \text{ Н}.$$

2.3.2.18. Сила натяжения ведущей ветви ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 383,5 + \frac{446,4}{2} = 606,7 \text{ Н}.$$

2.3.2.19. Сила, действующая на вал

$$F = 2F_0 \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot 383,5 \cdot \cos \frac{18,06}{2} = 378,7 \text{ Н}.$$

2.3.2.20. Определение максимального расчетного напряжения в ремне

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{zA} + 7,5 \frac{W_p^{1,57}}{d_e} + 1,27 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 = \frac{606,7}{3 \cdot 81} + 7,5 \cdot \frac{11,0^{1,57}}{126,4} + 10^{-3} \cdot 8,53^2 = 5,15 \text{ МПа}.$$

2.3.2.21. Определение числа циклов

$$N = \left(\frac{38,2}{\sigma_{\max}} \right)^{11} = \left(\frac{38,2}{5,15} \right)^{11} = 3,7475 \cdot 10^9.$$

2.3.2.22. Средний ресурс ремня

$$L_{hcp} = \frac{N}{7200 \cdot US_T} = \frac{3,7475 \cdot 10^9}{7200 \cdot 6,82 \cdot (4,5 \dots 5,0)} = (15263 \dots 16959) \text{ ч} > 5000 \text{ ч}.$$

Следовательно, передача удовлетворяет требованиям необходимой долговечности и тяговой способности.

Выводы – Для уменьшения количества ремней в передаче необходимо увеличивать диаметр ведущего шкива, что, тем самым, приведет к снижению окружной силы F_t и увеличению полезных напряжений σ_t , $[\sigma_t]$.

Но для получения более рациональной конструкции клиноременной передачи, необходимо по приведенному алгоритму выполнять расчет нескольких передач при различных начальных конструктивных параметрах, т.е. применить итерационный метод расчета, который легко реализовать с помощью ЭВМ [1].

3. Расчет синхронной (зубчатоременной) передачи

В настоящее время в промышленности, в сельском хозяйстве и, в частности, в автомобилестроении расширяется применение передач с гибкой связью оснащенных зубчатыми ремнями и называемых синхронными, так как они позволяют передавать большие нагрузки при возможных скоростях и больших межосевых расстояниях.

В синхронных передачах силы передаются зацеплением, скольжение отсутствует, ремень передает большие нагрузки, так как армирован металлокордом диаметром 0,36 мм для ремней с модулем до 4 мм включительно и диаметром 0,75 мм для большего модуля.

При проектировании синхронной передачи рекомендуется следующая методика расчета, основанная на рекомендациях [12, 13].

Исходные данные.

- 1 Мощность на ведущем шкиве передачи P_1 , кВт.
- 2 Частота вращения ведущего шкива n_1 , мин⁻¹.
- 3 Передаточное число u или частота вращения ведомого шкива n_2 , мин⁻¹.
- 4 Пусковая нагрузка в % от номинального значения.
- 5 Коэффициент использования привода в сутки $k_{сут}$: 0,33 – односменная работа, 0,67 – двухсменная, 1 – трехсменная.

3.1. Последовательность расчета синхронной передачи

3.1.1. Определяется модуль передачи [3]:

$$m = 3,5 \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot 10^3}{n_1}}. \quad (1)$$

Полученное значение округляется до ближайшего стандартного (таблица А3.1 или таблица А3.2).

3.1.2. По таблице А3.2 в зависимости от величины модуля и частоты вращения n_1 выбирается число зубьев z_1 меньшего шкива, которое должно приниматься не меньше наименьшего допустимого числа зубьев или равное рекомендуемому значению в той же таблице.

Фактическое передаточное число $u_{\phi} = z_2/z_1$. Отклонение передаточного числа не должно превышать 2 %, т.е.

$$\frac{u_{\phi} - u}{u} \cdot 100\% \leq 2\% .$$

Определяются делительные диаметры шкивов $d_1 = m \cdot z_1$, $d_2 = m \cdot z_2$. В зависимости от модуля по таблице А3.1 выбирается шаг ремня p . Расстояние между осями выбирается, исходя из условия [3]:

$$a_{\min} \leq a' \leq a_{\max},$$

где $a_{\min} = 0,5m \cdot (z_1 + z_2) + C$ – минимально допустимое расстояние;

$a_{\max} = 2m \cdot (z_1 + z_2)$ – максимальное расстояние;

$C=2m$ при $m \leq 5$ и $C=3m$ при $m > 5$.

Число зубьев ремня при принятом межосевом расстоянии a' находится по формуле [4]:

$$z_p = \frac{2a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 \cdot p}{40 \cdot a'} , \quad (2)$$

где z_1 и z_2 значения чисел зубьев ведущего и ведомого шкивов соответственно.

По таблице А3.1 число зубьев ремня z_p округляется до ближайшего значения и выбирается соответствующее значение длины зубчатого ремня, который выпускается бесконечным, $L_p = \pi \cdot m \cdot z_p$.

Определяется действительное межосевое расстояние передачи по формуле [14]:

$$a = (l + \sqrt{l^2 - 8\Delta^2}) / 4 , \quad (3)$$

где $l = L_p - p \cdot (z_1 + z_2) / 2$ – длина ремня,

$\Delta = m \cdot (z_1 - z_2) / 2$ – вспомогательный параметр.

3.1.3. Вычисляется скорость ремня $V = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60000$.

3.1.4. Из таблицы А3.1 выбираются основные параметры зубчатого ремня: общая толщина ремня H , высота зуба h , угол профиля зуба 2γ , ширина ремня b (возможные значения из стандартного ряда для данного модуля), расстояние от впадины ремня до оси металлокорда δ .

3.1.5. Расчетная удельная (на единицу ширины ремня) окружная сила:

$$F_R = [F]_0 \cdot C_u \cdot C_N \cdot C_z \cdot C_k \cdot C_p, \quad (4)$$

где $[F]_0$ – допускаемая удельная окружная сила из таблицы А3.2;

C_u – коэффициент передаточного числа, вводимый для ускорительных передач ($u < 1$):

$u \dots 1,0 \dots 0,8$	$0,8 \dots 0,6$	$0,6 \dots 0,4$	$0,4 \dots 0,3$	$0,3$
$C_u \dots 1,0$	$0,95$	$0,9$	$0,85$	$0,8$

C_N – коэффициент натяжения, вводимый при наличии роликов и равный соответственно 0,9 и 0,8 при одном и двух роликах внутри контура и 0,7 при ролике вне контура;

$C_z = 1 - 0,2(6 - z)$ – коэффициент числа зубьев в зацеплении, вводимый при малом числе зубьев $z_0 < 6$ в зацеплении на меньшем шкиве, а z_0 определяется по следующей формуле и округляется к меньшему целому:

$$z_0 = z_1 \cdot \alpha_1 / 360^\circ, \quad (5)$$

α_1 – угол обхвата на меньшем шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57,3^\circ; \quad (6)$$

$C_k = 0,8$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам металлокорда;

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (принимают меньше на 15 %, чем для других типов ремней) [15]:

$$C_p = 0,85 / (0,7 + 0,6 k_{\text{сут}} + 0,1 k_{\text{дв}} + k_{\text{дин}}), \quad (7)$$

$$k_{\text{дин}} = 0, \text{ при } k_{\text{наг}} \leq 120\%,$$

$$k_{\text{дин}} = (k_{\text{наг}} / 1000 - 0,12)^{0,66}, \text{ при } k_{\text{наг}} > 120\%,$$

0,85 – коэффициент, учитывающий тип ремня (зубчатый);

$k_{\text{сут}}$ – коэффициент использования привода в сутки;

$k_{\text{наг}}$ – максимальная кратковременная нагрузка в процентах к номинальной;

$k_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности;

$k_{\text{дв}}$ – коэффициент типа двигателя:

$k_{\text{дв}} = 1$ для электродвигателей переменного тока общепромышленного применения, шунтовых постоянного тока, турбин;

$k_{\text{дв}} = 2$ для электродвигателей постоянного тока компаундных, ДВС с частотой вращения свыше 600 мин⁻¹;

$k_{\text{дв}} = 3$ для электродвигателей с повышенным пусковым моментом, серийных постоянного тока, ДВС с частотой вращения ниже 600 мин⁻¹.

3.1.6. Требуемая ширина ремня (предварительное значения):

$$b' = F_t / (F_R - q \cdot V^2), \quad (8)$$

где q – погонная масса ремня шириной 1 мм выбирается по таблице А3.2,

$F_t = P_1 \cdot 1000 / V$ – передаваемая ремнем окружная сила.

Принимается ближайшее стандартное значение ширины ремня b . Вычисляется коэффициент, учитывающий неполные витки металлокорда у боковых поверхностей ремня:

$$C_b = 0,45 + 0,16 \ln b.$$

Требуемая ширина ремня $b = b' / C_b$, которая окончательно округляется до ближайшего стандартного значения.

3.1.7. Проверяется достаточность принятого значения b по допускаемым напряжениям смятия (давления) на зубьях ремня в зацеплении с меньшим шкивом:

$$p_z = \frac{F_t \cdot \varphi}{z_0 \cdot b \cdot h} \leq [p]_z, \quad (9)$$

где $\varphi = 1,98$ - коэффициент концентрации нагрузки между зубьями, по высоте и длине зубьев;

h – высота зуба ремня.

Определяется значение $[p]_z$ в зависимости от частоты вращения быстрого вала:

$$[p]_z = (1000 / n_1)^{0,43}.$$

Если условие (8) не выполняется, то необходимо принять большую ширину ремня из возможного стандартного ряда и вновь проверить данное условие.

3.1.8. Находится усилие предварительного натяжения ремня [4]:

$$F_0 = (F_t + 2 \cdot q \cdot V^2 \cdot b) / 2. \quad (10)$$

Радиальная сила, действующая на вал передачи:

$$F = 1,2 \cdot F_t. \quad (11)$$

3.1.9. Определяются диаметры вершин зубьев шкивов с учетом нагрузки и податливости ремня:

$$d_{a1} = d_1 - 2 \cdot \delta + k_1; d_{a2} = d_2 - 2 \cdot \delta + k_2, \quad (12)$$

где k_1, k_2 - поправки к диаметрам шкивов в целях более равномерного распределения сил между зубьями:

$$k_1 = 0,2 (F_t/b) \cdot \lambda \cdot z_1; k_2 = 0,2 (F_t/b) \cdot \lambda \cdot z_2,$$

λ - податливость ремня (металлокорда) из таблицы А3.2.

Определяются диаметры впадин зубьев шкивов:

$$d_{f1} = d_{a1} - 1,8m; d_{f2} = d_{a2} - 1,8m. \quad (13)$$

Ширина шкива $B = b + m$.

С использованием таблиц 3, 4, 5 и 6 Приложения А3 можно спроектировать шкивы для зубчатого ремня и выполнить рабочий чертеж шкива, также представленный в Приложении А3 [15]. Причем, для безынтеференционного взаимодействия зубьев ремня и шкива при выходе из зацепления и для обеспечения более равномерного распределения контактных давлений на боковой рабочей поверхности зуба ремня форма зубьев шкива должна несколько отличаться от регламентируемой в таблице А3.1 ($S_{ш}$ и $h_{ш}$) и представлена в таблице А3.4. На рисунке А3.2 приведены значения основных геометрических размеров, а в таблице А3.4 - значения этих размеров в зависимости от модуля ремня.

3.2. Пример расчета синхронной передачи привода конвейера

Передаваемая мощность $P_1=7,5$ кВт, частота вращения ведущего шкива $n_1=950$ мин⁻¹, ведомого $n_2=330$ мин⁻¹. Пусковая нагрузка до 150 % номинальной, односменная работа.

Расчет. 3.2.1. Определяем модуль передачи по формуле (1):

$$m = 3,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot 10^3}{n_1}} = 3,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{7,5 \cdot 10^3}{950}} = 6,97 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного (таблицы А3.1 или А3.2): $m=7\text{мм}$.

3.2.2. По таблице А3.2 в зависимости от величины модуля и частоты вращения выбираем число зубьев меньшего шкива: наименьшее допустимое $z_1=18$, рекомендуемое $z_1=22$. В качестве примера принимаем $z_1=20$.

Тогда $z_2 = z_1 \cdot n_1 / n_2 = 20 \cdot 950 / 330 = 57,6$. Принимаем $z_2=58$.

Фактическое передаточное число $u_\phi = 58/20 = 2,9$. По заданию $u = n_1 / n_2 = 950/330 = 2,88$. Отклонение составляет:

$$\frac{u_\phi - u}{u} \cdot 100\% = \frac{2,9 - 2,88}{2,88} = 0,69\%, \text{ что допустимо } (< 2\%).$$

Делительные диаметры шкивов $d_1 = m \cdot z_1 = 7 \cdot 20 = 140 \text{ мм}$ и $d_2 = m \cdot z_2 = 7 \cdot 58 = 406 \text{ мм}$.

Шаг ремня при $m = 7 \text{ мм}$ выбираем из таблицы А.1 $p = 21,99 \text{ мм}$. Расстояние между осями шкивов выбираем, исходя из условия:

$$a_{\min} \leq a' \leq a_{\max},$$

где $a_{\min} = 0,5m(z_1 + z_2) + 3m = 0,5 \cdot 7 \cdot (20 + 58) + 3 \cdot 7 = 294 \text{ мм}$,

$$a_{\max} = 2m(z_1 + z_2) = 2 \cdot 7 \cdot (20 + 58) = 1092 \text{ мм}.$$

Принимаем $a' = a_{\min} + 50 = 294 + 50 = 344 \text{ мм}$.

Число зубьев ремня находим по формуле (2):

$$\begin{aligned} z_p &= \frac{2a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 \cdot p}{40 \cdot a'} = \\ &= \frac{2 \cdot 344}{21,99} + \frac{20 + 58}{2} + \frac{(58 - 20)^2 \cdot 21,99}{40 \cdot 344} = 72,59. \end{aligned}$$

Округляем до ближайшего значения (таблица А3.1) $z_p = 75$ и выбираем соответствующее значение длины зубчатого ремня, который выпускается бесконечным, $L_p = \pi \cdot m \cdot z_p = \pi \cdot 7 \cdot 75 = 1649,3 \text{ мм}$.

Определяем действительное межосевое расстояние передачи по формуле (3):

$$\begin{aligned} a &= \left(l + \sqrt{l^2 - 8\Delta^2} \right) / 4 = \left(791,7 + \sqrt{791,7^2 - 8 \cdot 133^2} \right) / 4 = 372,1 \text{ мм}, \\ l &= L_p - p \cdot (z_1 + z_2) / 2 = 1649,3 - 21,99 \cdot (20 + 58) / 2 = 791,7 \text{ мм}, \\ \Delta &= m \cdot (z_2 - z_1) / 2 = 7 \cdot (58 - 20) / 2 = 133 \text{ мм}. \end{aligned}$$

3.2.3. Определяем скорость ремня:

$$V = \pi \cdot n_1 \cdot d_1 / 60000 = \pi \cdot 950 \cdot 140 / 60000 = 6,96 \text{ м/с}.$$

3.2.4. Из таблицы А3.1 выбираем основные параметры зубчатого ремня: общая толщина ремня $H = 11,0 \text{ мм}$ высота зуба $h = 6,0 \text{ мм}$, угол профиля зуба

$2\gamma = 40^\circ$, ширина ремня $b = 40; 50,05; 63; 80; 100; 125$, расстояние от впадины ремня до оси металлокорда $\delta = 0,8$ мм. Из таблицы А3.2 допускаемая удельная окружная сила $[F]_0 = 32,0$ Н/мм.

3.2.5. Вычислим расчетную удельную (на единицу ширины ремня) окружную силу по формуле (4).

Для понижающих передач ($u > 1$) и при отсутствии натяжных и направляющих роликов коэффициенты $C_u=1$, $C_N=1$; коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам металлокорда $C_k=0,8$.

Вычислим угол обхвата на меньшем шкиве по формуле (6):

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57,3^\circ = 180 - \frac{406 - 140}{371,1} \cdot 57,3 = 139,03^\circ,$$

а затем число зубьев в зацеплении на этом же шкиве по формуле (5):

$z_0 = \alpha_1 \cdot z_1 / 360^\circ = 20 \cdot 139,03 / 360 = 7,72$; принимаем $z_0 = 7$. Следовательно, получаем $C_z = 1$.

Вычислим коэффициент динамичности и режима работы по зависимости (7):

$$\begin{aligned} C_p &= 0,85 / (0,7 + 0,6k_{\text{сут}} + 0,1k_{\text{дв}} + k_{\text{дин}}) = \\ &= 0,85 / (0,7 + 0,6 \cdot 0,333 + 0,1 \cdot 1 + 0,0988) = 0,774, \\ k_{\text{дин}} &= (k_{\text{наг}} / 1000 - 0,12)^{0,66} = (150 / 1000 - 0,12)^{0,66} = 0,0988. \end{aligned}$$

Тогда

$$F_R = [F]_0 \cdot C_u \cdot C_N \cdot C_z \cdot C_k \cdot C_p = 32 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,774 = 19,81 \text{ Н/мм} = 19,81 \cdot 10^3 \text{ Н/м}.$$

3.2.6. Требуемая ширина ремня (предварительное значение):

$$b' = F_t / (F_R - q \cdot V^2) = 1078 / (19810 - 8,0 \cdot 6,69^2) = 0,0552 \text{ м} = 55,2 \text{ мм},$$

где q – масса 1 м ремня шириной 1 мм в кг и для $m = 7$ мм выбираем (таблица А3.2)

$$q = 8,0 \cdot 10^{-3} \text{ кг / (м} \cdot \text{мм)} = 8,0 \text{ кг / (м} \cdot \text{м)};$$

F_t – передаваемая ремнем окружная сила

$$F_t = P_1 \cdot 10^3 / V = 7,5 \cdot 10^3 / 6,96 = 1078 \text{ Н}.$$

Принимаем ближайшее стандартное значение $b = 50,05$ мм.

Вычисляем коэффициент, учитывающий неполные витки металлокорда у боковых поверхностей ремня:

$$C_b = 0,45 + 0,16 \ln b = 0,45 + 0,16 \ln 50,05 = 1,076.$$

Требуемая ширина ремня $b = b' / C_b = 55,2 / 1,076 = 51,3$ мм.

Окончательно принимаем ширину ремня $b = 50,05$ мм.

3.2.7. Проверяем достаточность принятого значения b по допускаемым напряжениям смятия (давлениям) на зубьях ремня в зацеплении с меньшим шкивом:

$$p_z = \frac{F_t \cdot \varphi}{z_0 \cdot b \cdot h} = \frac{1078 \cdot 1,98}{7 \cdot 50,05 \cdot 10^{-3} \cdot 6,0 \cdot 10^{-3}} = 1,015 \text{ МПа},$$

где $\varphi = 1,98$ – коэффициент концентрации нагрузки между зубьями, по высоте и длине зубьев;

$h = 6,0$ мм – высота зуба ремня.

Определяем значение $[p]_z$ в зависимости от частоты вращения быстроходного вала:

$$[p]_z = (1000 / n_1)^{0,43} = (1000 / 950)^{0,43} = 1,022 \text{ МПа},$$

$$p_z < [p]_z, \text{ т.е. } 1,015 < 1,022.$$

Если условие не выполняется, то необходимо принять ширину ремня $b = 65$ мм и вновь проверить данное условие.

3.2.8. Находим усилие предварительного натяжения ремня по формуле (10):

$$F_0 = (F_t + 2 \cdot q \cdot V^2 \cdot b) / 2 = (1078 + 2 \cdot 8,0 \cdot 6,96^2 \cdot 50,05 \cdot 10^{-3}) / 2 = 558,4 \text{ Н}.$$

Радиальная сила, действующая на вал передачи, определяется по (11):

$$F = 1,2 F_t = 1,2 \cdot 1078 = 1293,6 \text{ Н}.$$

3.2.9. Вычислим диаметры вершин зубьев шкивов с учетом нагрузки и податливости ремня по формуле (12), определив вначале поправки к диаметрам шкивов в целях более равномерного распределения сил между зубьями:

$$k_1 = 0,2 (F_t / b) \cdot \lambda \cdot z_1 = 0,2 (1078 / 50,05) \cdot 11 \cdot 10^{-4} \cdot 20 = 0,095 \text{ мм};$$

$$k_2 = 0,2 (F_t / b) \cdot \lambda \cdot z_2 = 0,2 (1078 / 50,05) \cdot 11 \cdot 10^{-4} \cdot 58 = 0,275 \text{ мм};$$

$\lambda = 11 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^2 / \text{Н}$ – податливость металлокорда (таблица А3.2);

$$d_{a1} = d_1 \cdot 2 \cdot \delta + k_1 = 140 - 2 \cdot 0,8 + 0,095 = 138,50 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 \cdot 2 \cdot \delta + k_2 = 406 - 2 \cdot 0,8 + 0,275 = 404,67 \text{ мм};$$

Вычислим диаметры впадин зубьев шкивов:

$$d_{f1} = d_{a1} - 1,8 m = 138,50 - 1,8 \cdot 7 = 125,9 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_{a2} - 1,8 m = 404,67 - 1,8 \cdot 7 = 392,07 \text{ мм};$$

Вычислим ширину шкива:

$$B = b + m = 50,05 + 7 = 57,05 \text{ мм}.$$

Библиографический список

1. Пакет учебных программ для ЭВМ: методические указания к разделам курсовых проектов по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования» и «Прикладная механика» для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения /Сост. В.И. Пахалюк В.И., Л.В. Зуева, А.М. Поляков. – Севастополь: Изд-во СевГУ, 2015. – 48 с.
2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов /П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высш. шк., 2000.–447с.
3. Решетов Д.Н. Детали машин /Д.Н. Решетов.– М.: Машиностроение, 1989.– 496с.
4. Кузьмин А.В. Курсовое проектирование деталей машин: Справочное пособие. Часть 1 /А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Высш. шк., 1982.–208с.
5. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач: Справочник /А.А. Готовцев, Г.Б. Столбин, И.П. Котенок. – М.: Машиностроение, 1973.–376с.
6. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: учеб.-справ. пособие для втузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – М.: Машиностроение, 1984.–560с.
7. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для академического бакалавриата / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 16-е изд., испр. и доп. – М.: Издательство Юрайт, 2019. – 409 с.
8. Пронин Б.А. Расчет клиноременных передач / Б.А. Пронин, В.А. Овчинникова // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение,1982. – №3. – С. 23–26.
9. Расчет деталей машин на ЭВМ: учеб. пособие для машиностр. вузов / Д.Н. Решетов, С.А. Шувалов, В.Д. Дудко и др.; Под ред. Д.Н. Решетова и С.А. Шувалова. М.; Высш. шк., 1985. – 368 с.
10. Буланов Э.А. Расчет ременных передач / Э.А. Буланов // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 2001. – №12. – С. 14–21.
11. Детали машин. Атлас конструкций. Уч. пособие для ВТУЗов / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1992. – Ч1. – 352 с.
12. ГОСТ 28500-90. Передачи ременные синхронные. Термины и определения. Введ. 01.01.91. – М.: Изд. стандартов, 1990. – 32 с.
13. ОСТ 38-05227-81. Передачи зубчатые ременные. Метод расчета. Введ. 01.01.82. – М.: Изд. стандартов, 1981. – 39 с.
14. Жуков, В.А. Детали машин и основы конструирования: Основы расчета и проектирования соединений и передач: учеб. пособие / В. А. Жуков. – 2-е изд. – М.: ИНФРА-М, 2018. – 416 с.
15. Кожевников С.Н., Погребняк А.П. Конструирование и расчет механизмов с зубчатыми ременными передачами: справ. пособие. – Киев: Наукова думка, 1984. – 112 с.
16. ОСТ 38-05114-76. Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Введ. 01.01.77.- М.: Изд. стандартов, 1976. – 35 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А1

(справочное)

Таблица А1.1 – Приводные роликовые цепи по ГОСТ 13568-97 [3, 4]

Обозначение цепи	Шаг цепи P , мм	Расстояние между внутрен- ними пла- стинами B_{BH} , мм	Диаметр ролика d_p , мм	Ширина внутренней пластины h , мм	Расстояние между рядами цепи A_p , мм	Проекция площади шарнира однорядной цепи A , мм ²	Разруша- ющая нагрузка F_p , кН	Масса 1 м цепи q , кг
ПР-8-460	8,00	3,00	5,00	7,5	—	11	4,60	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	6,35	8,5	—	28	9,10	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,40	7,75	10,0	—	17,9	9,00	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,30	7,75	10,0	—	21	9,00	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	8,51	11,8	—	40	18,20	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	11,8	—	50	18,20	0,75
2ПР-12,7-3180							31,80	1,4
3ПР-12,7-4540					13,92		45,40	2,0
ПР-15,875-2270-1	15,875	6,48	10,16	14,8	13,92	55	22,70	0,80
ПР-15,875-2270-2	15,875	9,63	10,16	14,8	—	71	22,70	1,0
2ПР-15,875-4540					—		45,40	1,9
3ПР-15,875-6810					16,59		68,10	2,8
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	11,01	18,2	16,59	105	31,80	1,9
2ПР-19,05-7200					—		72,00	3,5
3ПР-19,05-10800					25,50		108,00	5,8
ПР-25,4-5670	25,4	15,88	15,88	24,2	25,50	180	56,70	2,6
2ПР-25,4-11340					—		113,40	5,0
3ПР-25,4-17010					29,29		170,10	7,5
ПР-31,75-8850	31,75	19,05	19,05	30,2	29,29	260	88,50	3,8
2ПР-31,75-17700					—		177,00	7,3
					35,76			

Окончание таблицы А1.1

Обозначение цепи	Шаг цепи P , мм	Расстояние между внутрен- ними пла- стинами B_{BH} , мм	Диаметр ролика d_p , мм	Ширина внутренней пластины h , мм	Расстояние между рядами цепи A_p , мм	Проекция площади шарнира однорядной цепи A , мм ²	Разруша- ющая нагрузка F_p , кН	Масса 1 м цепи q , кг
3ПР-31,75-26550	38,1	25,40	22,23	36,2	35,76	395	265,50	11,00
ПР-38,1-12700					—		127,00	5,5
2ПР-38,1-25400					45,44		254,00	11,00
3ПР-38,1-38100	44,45	25,40	25,70	42,4	45,44	475	381,00	16,5
ПР-44,45-17240					—		172,4	7,5
2ПР-44,5-34480					48,87		344,8	14,4
3ПР-44,45-51720	50,8	31,75	28,58	48,3	48,87	645	517,20	21,7
ПР-50,8-22680					—		226,50	9,7
2ПР-50,8-45360					58,55		453,60	19,1
3ПР-50,8-68040	63,5	38,10	39,68	60,4	58,55	1089	680,40	28,3
ПР-63,5-35380					—		363,80	16,0

Таблица А1.2 – Частные коэффициенты для определения коэффициента K_{Σ} [3]

Коэффициент	Условия работы передачи	Значения коэффициентов
Динамичности K_D	Спокойная нагрузка без толчков и ударов (ленточные и цепные транспортеры, вентиляторы) Нагрузка с ударами небольшой интенсивности (компрессоры, автоматические печи, металлорежущие станки) Нагрузка с сильными ударами (прессы, дробилки, прокатные станы, вибраторы)	1,0 1,2...1,5 1,6...1,9
Влияния длины цепи (на износ) K_a	При $a \leq 25P$ При $a = (30...50)P$ При $a = (60...80)P$ Можно также принимать $K_a = \sqrt[3]{L_0/L}$, где L_0 – длина цепи при $a = 40P$, а L – длина рассчитываемой цепи	1,25 1,0 0,9
Расположения передачи K_H	Угол наклона линии центров звездочек $\psi \leq 45^\circ$ Угол наклона линии центров звездочек $\psi > 45^\circ$	1,0 $0,15\sqrt{\psi}$
Влияния регулировки передачи $K_{рег}$	Передача с передвигающимися опорами С нажимным роликом или оттяжными звездочками С нерегулируемым положением звездочек	1,0 1,15 1,25
Влияния характера смазывания $K_{см}$	При непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса При регулярном капельном или внутришарнирном смазывании При нерегулярном смазывании	0,8 1,0 1,5
Влияния режима работы $K_{реж}$	Продолжительность работы: односменная ($N_{см}=1$) двухсменная ($N_{см}=2$) трехсменная ($N_{см}=3$)	$\sqrt[3]{N_{см}} =$ $\approx 1,0$ $\approx 1,25$ $\approx 1,5$

Таблица А1.3 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей [3]

Шаг P , мм	[p], МПа, при частоте вращения малой звездочки n_1 , мин ⁻¹										
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	16,5	15	14
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	—	—	—
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	—	—	—	—
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	—	—	—	—	—	—

Таблица А1.4 – Наибольшая рекомендуемая $[n_{1\max}]$ и предельная $n_{1\max}$ частоты вращения малой звездочки, мин⁻¹ [3]

Тип цепи	Шаг цепи P , мм									
	6,0	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
ПР	3000	2500	1250	1000	900	700	500	400	300	250
	6000	5000	3150	2300	1800	1200	1000	900	600	450
Примечание 1– В числителе приведены значения частоты вращения $[n_{1\max}]$, в знаменателе – значения $n_{1\max}$. Примечание 2 – При частоте вращения $[n_{1\max}]$ число зубьев малой звездочки должно быть $z_1 \geq 15$. При частоте $n_{1\max}$ $z_1 \geq 20$ и необходима повышенная точность изготовления звездочек, монтажа передачи и обильное смазывание.										

Таблица А1.5 – Допускаемый коэффициент запаса прочности S_p для цепи [4]

Шаг P , мм	Значение S_p при частоте вращения малой звездочки n_1 , мин ⁻¹										
	до 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,7...15,875	7,0	7,8	8,5	9,3	10,2	11,0	11,7	13,2	14,8	16,3	18
19,05...25,4	7,0	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14,0	16,3	—	—	—
31,75...38,1	7,0	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	—	—	—	—
44,45...50,8	7,0	9,3	11,7	14,0	16,3	—	—	—	—	—	—

Таблица А1.6 – Значение коэффициента способа смазки k_{cn} [5]

Способ смазки	Без смазки	Нерегулярная (скудная)	Периодическая регулярная (через 8...16 час)	Консистентная внутришарнирная (через 50...60 час)	Капельная (5...15 капль в минуту)	Масляная ванна	Циркуляционная	Распылителем под давлением
$v_{\max}$, м/с	4,0	5,0	6,0	6,0	7,0	≤ 8	≤ 15	≥ 20
k_{cn}	0,15	0,5	1,4	1,6	1,8	2,5	3,1	4,0

Таблица А1.7 – Допускаемое число ударов цепи W_p о зубья звездочек [4]

Тип цепи	Значения W_p , с ⁻¹ при шаге цепи P , мм							
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8
Роликовая ПР	60	50	35	30	25	20	15	15

Таблица А2.2 – Коэффициент динамичности нагрузки и режима работы

Режим работы и характер нагрузки	Типы машин	C_p при числе смен работы передачи		
		1	2	3
Легкий: Нагрузка спокойная. Максимальная кратковременная нагрузка до 120% от номинальной	Станки с непрерывным процессом резания: токарные, сверлильные, шлифовальные, легкие вентиляторы, насосы и компрессоры центробежные и ротационные, ленточные конвейеры, сепараторы, легкие грохоты.	1,0	1,1	1,4
Средний: Умеренные колебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 150 % от номинальной	Станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные; станки скоростного шлифования; полиграфические машины; электрические генераторы; поршневые насосы и компрессоры; вентиляторы и воздуходувки; цепные транспортеры, элеваторы, дисковые пилы, прядильные, бумажные, пищевые машины; тяжелые грохоты; вращающиеся печи.	1,1	1,2	1,5
Тяжелый: Значительные колебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 200% от номинальной	Станки строгальные, долбежные, зубодолбежные и деревообрабатывающие; вентиляторы и воздуходувки тяжелого типа, конвейеры винтовые, скребковые; прессы винтовые эксцентриковые; ткацкие машины; хлопкоочистительные машины.	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый: Ударная и резко неравномерная нагрузка. Максимальная кратковременная нагрузка до 300% от номинальной	Подъемники, экскаваторы, драги, ножницы, молоты, бегуны, глиномылки, мельницы шаровые, жерновые, вальцовые, дробилки, лесопильные рамы и др.	1,3	1,5	1,7

Примечание – В таблице приведены значения C_p для приводов с электродвигателем переменного тока общепромышленного применения.

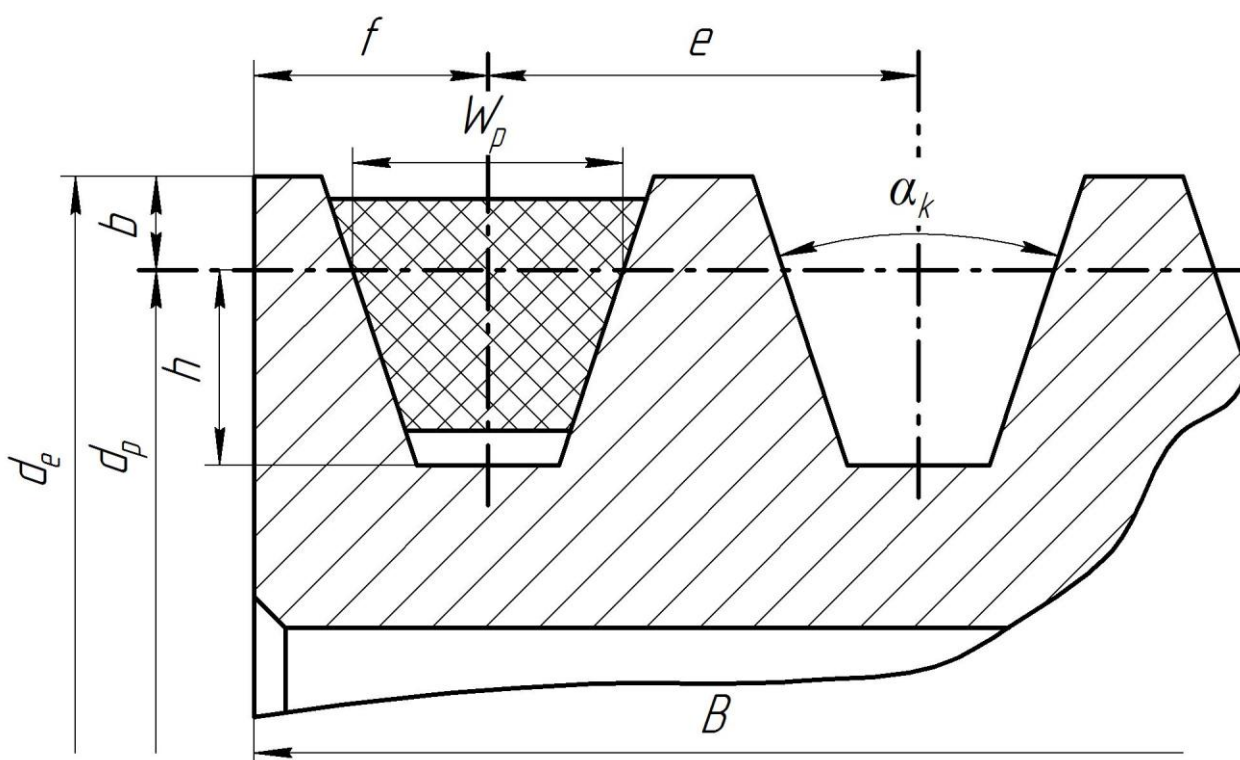


Рисунок А2.1 – Схема профиля канавок клиновых ремней

Таблица А2.3 – Основные размеры профиля канавок клиновых шкивов

Обозначения сечения ремня	W_p	$b_{\min}$	$h_{\min}$	e	$f_{\min}$	d_p , мм для α_k		
	мм					34°	36°	38°
Z/SPZ	8,5	2,0	7/9	12	7	≤ 80	–	>80
A/SPA	11	2,75	8,7/11	15	9	≤ 118	–	>118
B/SPB	14	3,5	10,8/14	19	11,5	≤ 190	–	>190
C/SPC	19	4,8	14,3/19	25,5	16	≤ 315	–	>315
D	27	8,1	19,9	37	23	–	≤ 475	>475
E	32	9,6	23,4	44,5	28	–	≤ 600	>600

Примечание – Ширина шкива $B = (z - 1)e + 2f$

Расчетные диаметры шкивов, мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000.

ПРИЛОЖЕНИЕ А3

(справочное)

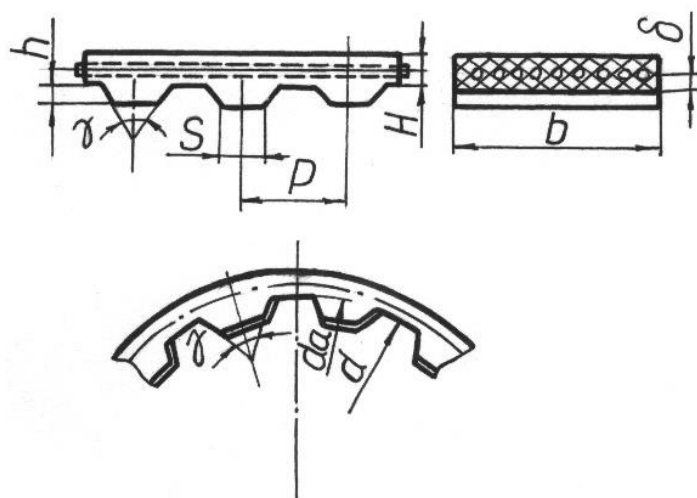


Рисунок А3.1 – Зубчатый ремень

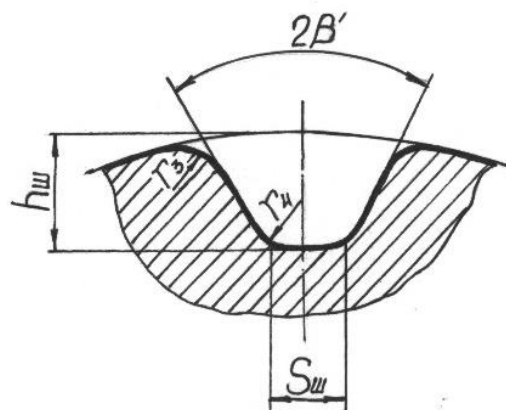


Рисунок А3.2 – Зуб шкива

Таблица А3.1 – Ремни приводные зубчатые по ОСТ 38 05114-76 (см. рисунок А3.1) [16]

$m = p/\pi$	p	S	h	H	δ	γ°	b	z_p	$S_{ш}$	$h_{ш}$
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	3,0...12,5	40...160	1,0	1,3
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	3,0...20,0	40...160	1,5	1,8
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	5,0...20,0	40...160	1,8	2,2
3,0	9,42	3,0	2,0	4,0	0,6	40	12,5...50,0	40...160	3,2	3,0
4,0	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	20,0...100	48...250	4,0	4,0
5,0	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	25,0...100	48...200	4,8	5,0
7,0	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	40,0...125	56...140	7,5	8,5
10,0	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	50,0...200	56...100	11,5	12,5

Примечания:

1. z_p – число зубьев ремня из ряда: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.

2. Ширина ремня b выбирается из ряда: 3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100,0; 125,0; 160,0; 200,0 мм.

3. Длина ремня $L_p = \pi \cdot m \cdot z_p$.

4. Обозначения $S_{ш}$ и $h_{ш}$ относятся к шкивам.

Таблица А3.2 – Параметры зубчатоременных передач из ОСТ 38-05227-81 (метод расчета)

Параметры	Модуль m, мм							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Допускаемая удельная сила [F] ₀ , Н/мм	2,5	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0
Та же сила при полукруглых канавках	—			12,0	35,0	42,0	—	
Наибольшее передаточное число	7,7	10,0	11,5	12,0	8,0	8,0	5,7	4,7
Наименьшее допустимое число зубьев z ₁	13	10			15		18	
Наибольшее число зубьев z ₂	100		115	120				85
Рекомендуемое число зубьев z ₁ при n ₁ , мин ⁻¹ :								
1000	13	10		12	16		22	
1500	14	11		14	18		24	
3000	15	12		16	20		26	
Погонная масса q · 10 ³ , кг / (м·мм)	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Податливость ремня шириной 1мм на длине одного шага λ · 10 ⁴ . мм ² / Н	7	8	9	14	6	8	11	16

Таблица А3.3 – Предельные отклонения диаметров ведущих шкивов зубчатых ремней

m , мм	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Верхнее отклонение, мкм	0	0	0	0	0	0	–20	–280
Нижнее отклонение, мкм	–120	–150	–210	–270	–250	–300	–410	–680

Таблица А3.4 – Размеры шкивов зубчатых ремней (см. рисунок А3.2)

m , мм	$S_{ш}$, мм		$h_{ш}$, мм	
	Номинальное	Предельное отклонение	Номинальное	Предельное отклонение
1,0	1,40	$\pm 0,10$	1,3	$\pm 0,10$
1,5	1,85	$\pm 0,15$	1,8	$\pm 0,15$
2,0	2,50	$\pm 0,15$	2,2	$\pm 0,15$
3,0	4,50	$\pm 0,20$	3,0	$\pm 0,20$
4,0	4,80	$\pm 0,20$	4,0	$\pm 0,20$
5,0	6,60	$\pm 0,20$	5,0	$\pm 0,20$
7,0	11,55	$\pm 0,30$	8,5	$\pm 0,30$
10,0	17,50	$\pm 0,30$	12,5	$\pm 0,30$

Окончание таблицы А3.4

m, мм	2β', град		r ₃ , мм		Γ ₄ , мм	
	Номина- льное	Предельное отклонение	Номина- льное	Предельное отклонение	Номина- льное	Предельное отклонение
1,0	54	± 1	0,3	± 0,10	0,3	± 0,10
1,5			0,4	± 0,10	0,4	± 0,10
2,0			0,5	± 0,10	0,5	± 0,10
3,0	44	± 1	0,7	± 0,10	1,0	± 0,10
4,0			1,0	± 0,15	1,3	± 0,15
5,0			1,5	± 0,15	2,0	± 0,15
7,0			2,5	± 0,2	3,0	± 0,20
10,0			3,0	± 0,3	3,5	± 0,30

Таблица А3.5 – Допуски на изготовление шкивов

Наименование допуска	m, мм	D _ш , мм							
		≤ 50	50-80	80-125	125-200	200-315	315-500	500-630	630-1000
Накопленная погрешность шага, мкм	1 - 10	50	56	67	80	95	110	125	160
Отклонение шага, мкм	1 - 2	± 20	± 21	± 21	± 22		± 24	± 26	
	2 - 4	± 22	± 23	± 23	± 25		± 27	± 30	
	4 - 10	–	± 30	± 30	± 30		± 32	± 34	
Допуск на погрешность направления зуба, мкм	1 - 10	B, мм							
		≤ 40		40 – 100		100 – 160		160 – 250	
		20		25		32		38	
Радиальное биение зубчатого венца, мкм		40	50	65		80		95	

Таблица А3.6 – Предельные отклонения диаметров ведомых шкивов зубчатых ремней

m, мм	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Верхнее отклонение, мкм	0	0	0	0	0	0	0	– 140
Нижнее отклонение, мкм	–120	–150	–200	–230	–230	–270	–350	–540

Учебное издание

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам
«Детали машин», «Детали машин и основы конструирования»,
«Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов
всех форм обучения

В 4 частях

Часть 2. Передачи с гибкими связями

Составители:

Пахалюк Владимир Иванович
Поляков Александр Михайлович
Неменко Александра Васильевна

В авторской редакции

Подписано к печати 06.03.23.

Изд. № 5/2023. Зак. № 6/2023. Тираж 55 экз.

Объем 3,0 п. л. Усл. печ. л. 2,79. Уч.-изд. л. 2,94.

РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»

299015 г. Севастополь, ул. Курчатова, 7