

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Емец Валерий Сергеевич
Должность: Директор филиала
Дата подписания: 30.06.2026 10:02:47
Уникальный программный ключ:
f2b8a1573c931f1098cfe699d1debd94fcff35d7

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Рязанский институт (филиал)
Федерального государственного автономного образовательного учреждения
высшего образования
«Московский политехнический университет»

Кафедра «Машиностроение, энергетика и автомобильный транспорт»

С.В. Стрыгин

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ. ПЕРЕДАЧИ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ.

Часть 1 КОНСПЕКТ ЛЕКЦИИ ПО ТЕМЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

Рязань
2025

УДК 621.81
ББК 30.123
С 83

С 83 Стрыгин, С.В.

Детали машин и основы конструирования. Передачи с гибкой связью. Часть 1 – Конспект лекции по теме ремённых передач: учебное пособие / С.В. Стрыгин. – Рязань : Рязанский институт (филиал) Московского политехнического университета, 2025. – 32 с.

Учебное пособие «Детали машин и основы конструирования. Передачи с гибкой связью» будет состоять из четырёх частей. Первая часть содержит теоретические сведения по конструкции, расчёту и проектированию ремённых передач в виде конспекта лекции и открывает курс по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Пособие предназначено для студентов направлений подготовки 15.03.05, 23.03.03 и специальности 23.05.01 всех форм обучения, а также для студентов других направлений и специальностей, изучающих дисциплину «Детали машин и основы конструирования».

Печатается по решению методической комиссии Рязанского института (филиала) Московского политехнического университета.

УДК 621.81
ББК 30.123

© Стрыгин С.В., 2025
© Рязанский институт (филиал)
Московского политехнического
университета, 2025

Содержание

Введение	4
1 Ремённые передачи	5
1.1 Общие сведения о ремённых передачах	5
1.2 Классификация ремённых передач	5
1.3 Материалы и конструкции ремней	7
1.4 Кинематические соотношения в ремённых передачах	9
1.5 Динамические соотношения в ремённых передачах	11
1.6 Условия работоспособности и критерии расчёта	12
1.7 Сила давления на вал	14
1.8 Натяжные устройства	15
1.9 Шкивы ремённых передач	16
1.10 Расчёт ремённых передач	20
1.11 Коэффициент тяги и КПД ремённой передачи	24
1.12 Контрольные вопросы	29
Библиографический список	31

Введение

Передачи с гибкой связью являются важной группой механических передач, которые широко применяются в машиностроении для передачи мощности и движения между валами.

Учебное пособие содержит полный комплекс материалов, включающих теоретические основы, расчётные алгоритмы, примеры решения типовых задач и индивидуальные задания для самостоятельного решения.

Предлагаемое пособие предназначено для изучения конструкции, расчёта и проектирования ремённых и цепных передач студентами направлений подготовки 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» всех форм обучения и может быть использована студентами других направлений и специальностей, изучающих дисциплину «Детали машин и основы конструирования».

1 Ремённые передачи

1.1 Общие сведения о ремённых передачах

Ремённая передача – это передача трением, в которой гибкий элемент-ремень, огибающий два и более шкивов, передаёт движение от ведущего шкива к ведомому за счёт сил трения между ремнём и шкивами. Такие передачи просты по конструкции, недороги, обеспечивают плавный и малошумный ход, позволяют передавать движение между валами на значительном расстоянии и обладают амортизирующими свойствами, защищая механизм от перегрузок. Обслуживание сводится главным образом к регулировке натяжения и контролю состояния ремня, а требования к точности установки валов сравнительно невысоки. Вместе с тем ременные передачи подвержены пробуксовке и упругому скольжению, из-за чего передаточное число изменяется и не подходит для высокоточных приводов; они ограничены по передаваемой мощности, КПД сильно зависит от натяжения и состояния ремня, а износ и удлинение ремня требуют регулярной проверки натяжения и периодической его замены.

1.2 Классификация ремённых передач

Ремённые передачи подразделяются на следующие основные типы: плоскоремённая передача, клиноремённая передача, поликлиноремённая (многоручьевая) передача, зубчато-ремённая (синхронная) передача. Рассмотрим их подробнее.

Плоскоремённая передача (рисунок 1) предназначена для передачи движения между параллельными валами и использует плоский ремень прямоугольного сечения, где ширина ремня значительно больше толщины. Такие передачи применяются для высокоскоростных приводов и отличаются эффективностью при передаче больших мощностей на значительных расстояниях между шкивами.

Материалы применяемые для изготовления плоских ремней (рисунок 2, а) включают синтетические плёночные материалы, такие как полиамид и полиэстер, обеспечивающие хорошие фрикционные свойства, а также прорезиненные ткани с высокой прочностью. Кожа, традиционно применявшаяся в прошлом, редко используется в современных конструкциях из-за высокой стоимости и ограниченной надёжности.

Клиноремённая передача (рисунок 2, б) – наиболее распространённый тип ремённой передачи. Ремень имеет форму трапеции с углом профиля от 30° до 40°, а шкивы снабжены V-образными канавками, соответствующими профилю ремня. Нормальные (обычные) клиновые ремни характеризуются меньшей шириной и большей высотой по сравнению с узкими ремнями, однако узкие клиновые ремни позволяют передавать значительно большие мощности

при меньших габаритах конструкции.

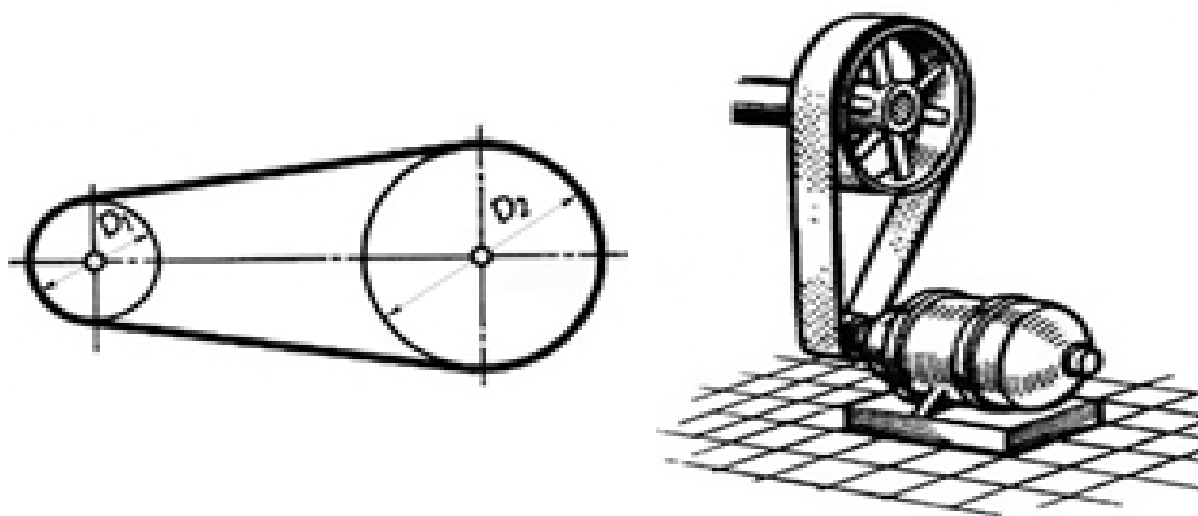


Рисунок 1 – Плоскоремённая передача



а)

б)

в)

г)

а) плоскоремённая; б) клиноремённая; в) поликлиноремённая; г) зубчато-ремённая

Рисунок 2 – Ремённые передачи

Клиноремённая передача отличается компактностью, высокой грузоподъёмностью и хорошими характеристиками при частых пусках-остановках благодаря стандартизации и лучшему заклиниванию ремня в канавках, обеспечивающему устойчивость к перегрузкам. Поликлиноремённая передача (рисунок 2, в), развивающая идею клиновой, имеет несколько параллельных канавок, что позволяет использовать шкивы меньшего диаметра и обеспечивает компактность и улучшенную передачу на высоких скоростях.

Зубчато-ремённая или синхронная передача (рисунок 2, г) отличается тем, что её ремень имеет зубья, зацепляющиеся с зубцами шкивов, что исключает проскальзывание, обеспечивает точную передачу движения, постоянное передаточное число и позволяет передавать переменные нагрузки. Стандартные шаги зубьев составляют 2, 3, 5, 8, 14 и 20 мм, ширина ремня варьируется от 6 мм и более, материал – полиуретан или резина с армированием. Однако синхронная передача требует точной центровки валов и тщательной регулировки натяжения.

Сравнение основных типов ремённых передач приведено в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики основных четырёх типов ремённых передач

Параметр	Плоский	Клиновой	Поликлиновой	Зубчатый
Сечение ремня	Прямоугольное	Трапецеидальное	Множество канавок	С зубцами
Скорость, м/с	до 30	до 35	до 40	до 100
Компактность	Средняя	Высокая	Очень высокая	Средняя
Точность передачи, %	$\pm 1-2$	$\pm 1-2$	$\pm 1-2$	± 0
Применение	Высокоскоростные	Универсальные	Ограниченные габариты	Высокоточные
Стоимость	Низкая	Средняя	Средняя	Высокая

Таким образом, выбор типа передачи зависит от специфических требований приложения, баланса между компактностью, точностью, скоростью и стоимостью.

1.3 Материалы и конструкции ремней

Современные плоские ремни изготавливают из плёночных синтетических материалов (полиамид, полиэстер) с коэффициентом трения от 0,6 до 0,8 либо из прорезиненных тканей с хлопчатобумажной основой, обеспечивающих надёжность и износостойкость; кожа используется редко из-за высокой стоимости и ненадёжности. Толщина плоского ремня составляет от 5 до 12 мм, ширина подбирается по мощности, а натяжение регулируется смещением одного из шкивов. Конструкция клинового ремня (рисунок 3) включает несущую ткань из синтетических волокон, резиновую оболочку и периметральное армирование, при этом длина регламентирована стандартами для обеспечения взаимозаменяемости.

Клиновой ремень состоит из следующих слоев:

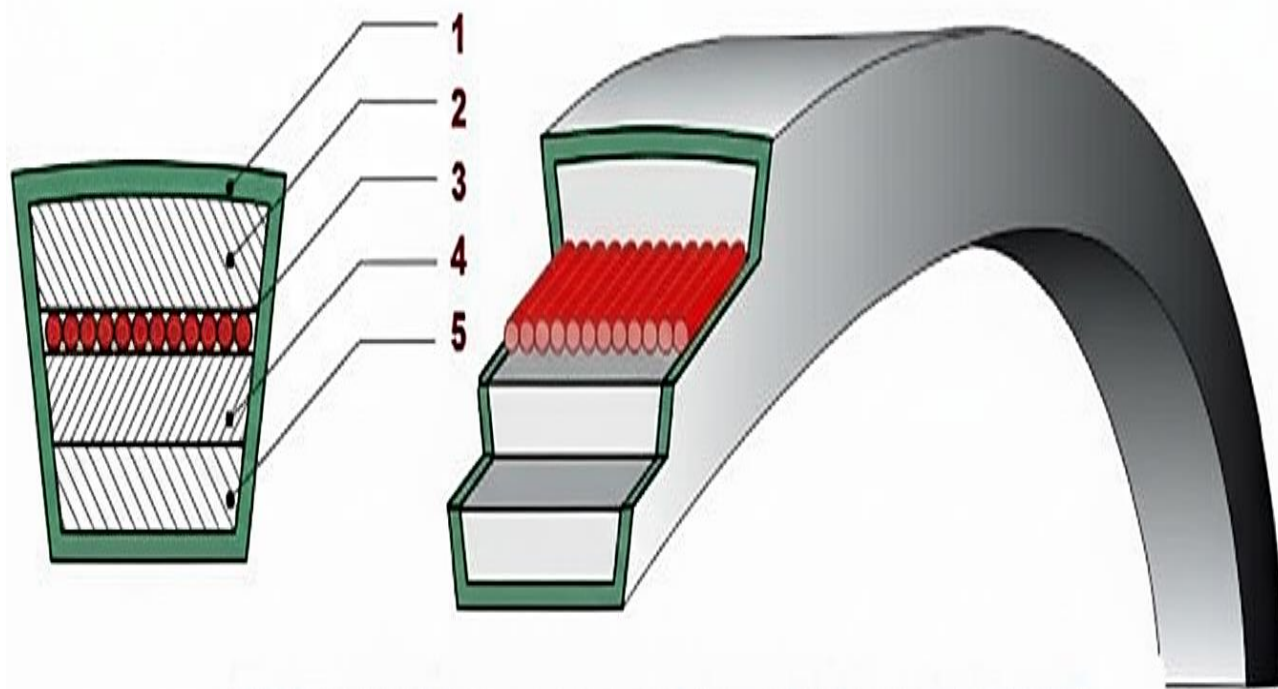
- 1) обёртка (верхний слой) – защитный слой из эластичной резины, предотвращающий износ и повреждения;
- 2) слой растяжения (резиновый слой) – обеспечивает упругость и

восстановление формы ремня после деформации;

3) несущий слой (кордшнур) – стальной трос или синтетическое волокно высокой прочности, воспринимающее основные нагрузки;

4) эластичный слой – резина, обеспечивающая гибкость и демпфирование колебаний;

5) слой сжатия – нижний слой, воспринимающий сжимающие нагрузки при работе в канавках шкива.



1) обёртка (верхний слой); 2) слой растяжения; 3) несущий слой (кордшнур);
4) эластичный слой; 5) слой сжатия

Рисунок 3 – Конструкция клинового ремня

Стандарты: ГОСТ 1284.1–89 – Ремни приводные клиновые обычных сечений; ГОСТ 1284.2–89 – Ремни приводные клиновые узких сечений.

Конструкция обеспечивает оптимальное распределение напряжений и долгий срок службы.

Поликлиноремённые ремни имеют от 2 до 12 ручьёв в зависимости от грузоподъёмности, изготавливаются из высокоэластичной резины, выдерживающей многократные изгибы, с расстояниями между канавками, стандартизированными для совместимости.

В зубчато-ременной передаче ремни имеют зубчатый профиль, соответствующий зубцам звёздочек, с продольным армированием тросом или тканью, основа из резины, а боковые усиления центрируют ремень и предотвращают соскальзывание.

1.4 Кинематические соотношения в ремённых передачах

Основные кинематические зависимости выражены передаточным числом ремённой передачи и определяется отношением диаметров шкивов

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (1)$$

где ω_1, ω_2 – угловые скорости ведущего и ведомого шкивов, рад/с;
 d_1, d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;
 n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого валов, мин⁻¹.

Линейная скорость ремня рассчитывается по формуле

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3}, \quad (2)$$

где v – линейная скорость ремня, м/с.

Геометрические параметры ремённой передачи показаны на рисунке 4.

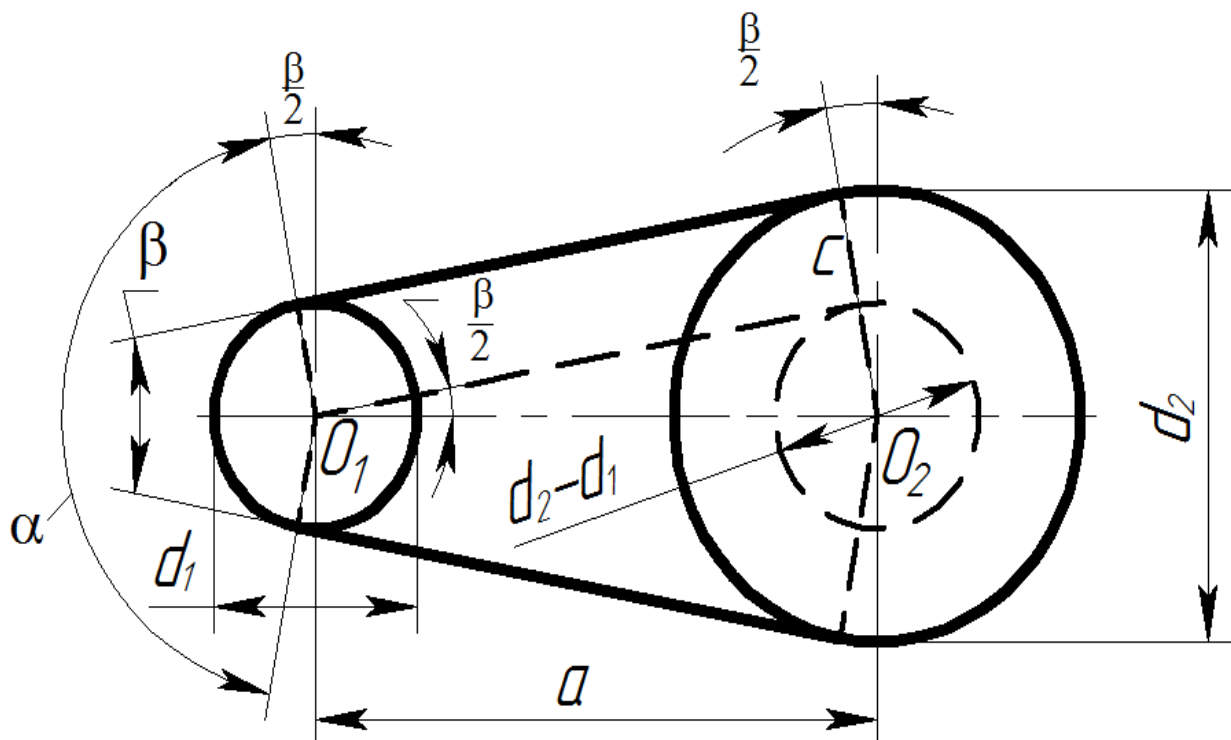


Рисунок 4 – Геометрические параметры ремённой передачи

Центровое расстояние между осями валов

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \cos \alpha + \sqrt{\left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2 \sin^2 \alpha + a_o^2 - \left(\frac{d_1 + d_2}{2}\right)^2 \sin^2 \alpha}, \quad (3)$$

где a_o – расчётное (ориентировочное) расстояние между осями валов, мм;
 α – угол естественного положения (уменьшается при натяжении ремня).

Для приблизительного расчёта длина ремня используется формула

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (4)$$

Угол обхвата ремнём меньшего шкива

$$\beta = \pi - 2 \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right). \quad (5)$$

Для нормальной работы передачи требуется

$$\beta \geq 120^\circ = \frac{2\pi}{3}. \quad (6)$$

Это условие обеспечивает достаточное сцепление ремня со шкивом и надёжную передачу крутящего момента без пробуксовки.

Алгоритм проведения расчётов.

1. При проектировании ремённой передачи необходимо выбрать ориентировочное центровое расстояние a_o в пределах $\frac{d_1 + d_2}{2}$ до $2(d_1 + d_2)$.
2. Уточнить диаметры шкивов в соответствии с передаточным числом и ограничениями по скорости ремня v менее 25-30 м/с.
3. Рассчитать фактические геометрические параметры по приведённым формулам.
4. Проверить условие обхвата – угол β должен быть не менее 120° .
5. Выбрать ближайшую к расчётному значению стандартную длину ремня из таблиц ГОСТ 1284.1–89 и ГОСТ 1284.2–89.
6. Пересчитать параметры передачи при уточненной длине ремня и стандартных диаметрах шкивов.

1.5 Динамические соотношения в ремённых передачах

Натяжение в ветвях ремня (рисунок 5) определяет передачу крутящего момента и рассчитывается по формуле

$$F_1 - F_2 = \frac{P}{v}, \quad (7)$$

где F_1 – натяжение в ведущей (активной) ветви ремня, Н;
 F_2 – натяжение в ведомой (пассивной) ветви ремня, Н;
 P – передаваемая мощность, кВт.

Полное расчётное натяжение ремня (с учётом его собственного веса) определяется по формуле

$$F_o = \frac{1}{2} \left(F_1 + F_2 + \sqrt{(F_1 - F_2)^2 + 4q \cdot a \cdot g} \right), \quad (8)$$

где q – масса погонного метра ремня, кг/м;
 a – центровое расстояние между осями валов, м;
 g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Примечание: расчётное натяжение F_o используется для проверки прочности ремня и не должно превышать допускаемое напряжение материала ремня.

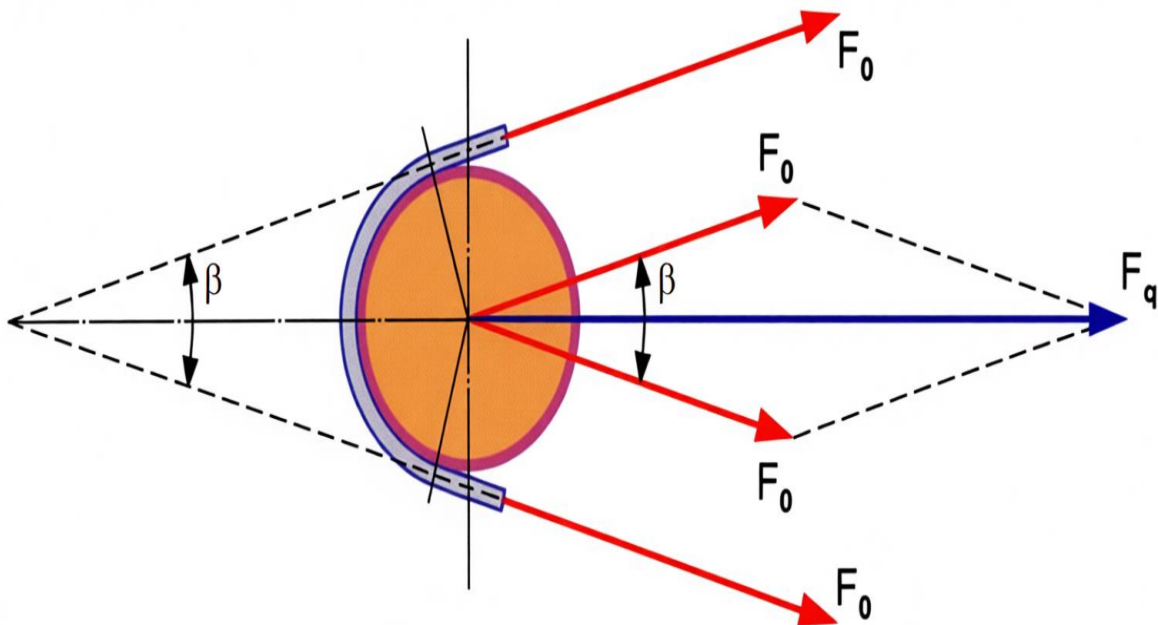


Рисунок 5 – Силы в неработающей передаче

Основное условие передачи движения без пробуксовки ремня описывается формулой Эйлера

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \beta}, \quad (9)$$

где f – коэффициент трения между ремнем и шкивом (в зависимости от материалов от 0,5 до 0,8);

β – угол (в радианах) обхвата ремнем меньшего шкива;

e – основание натурального логарифма, $e \approx 2,718$.

Коэффициент трения зависит от материалов ремня (синтетика, ткани) и шкива (алюминий, цинк снижают трение), а также от состояния поверхностей (загрязнения, влага, масло уменьшают трение). Недостаточное натяжение приводит к пробуксовке и потере мощности, чрезмерное – к износу ремня, подшипников и повышенному расходу энергии. Оптимальное натяжение, регулируемое положением шкивов, обеспечивает максимальный срок службы.

1.6 Условия работоспособности и критерии расчёта

Для обеспечения надёжной передачи движения без пробуксовки ремня необходимо выполнить условие (рисунок 6)

$$\frac{F_1}{F_2} \geq e^{f \cdot \beta}. \quad (10)$$

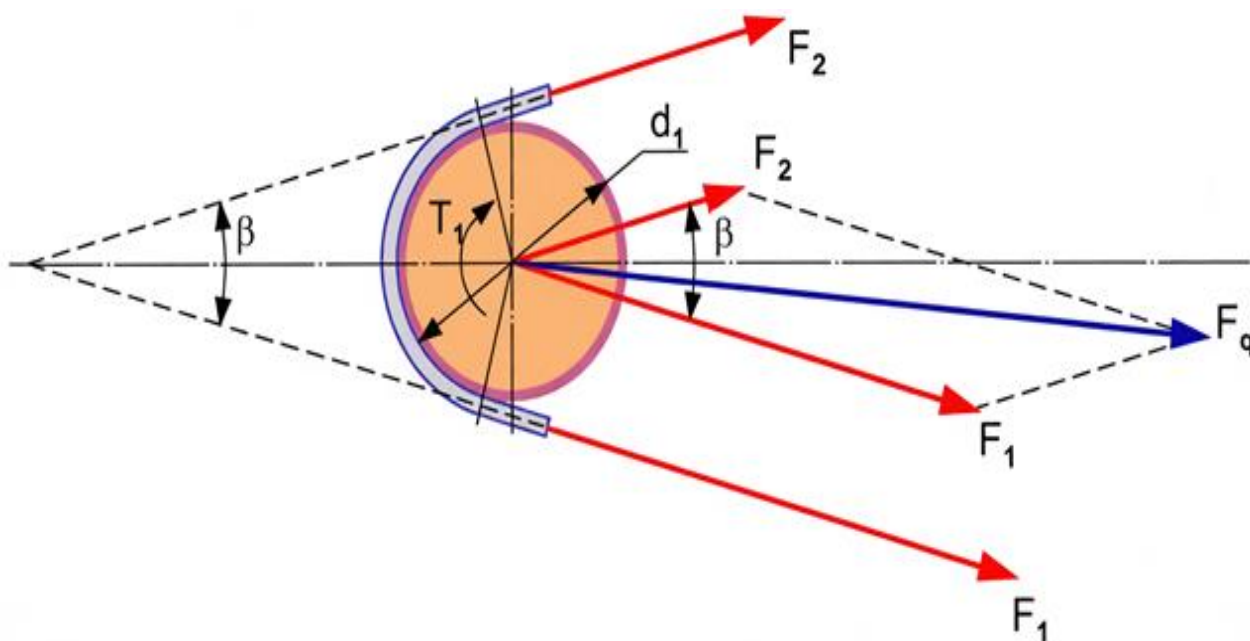


Рисунок 6 – Силы в работающей передаче

Физический смысл: отношение натяжений должно быть достаточным для передачи нагрузки при имеющемся сцеплении ремня со шкивом.

Расчётное натяжение ремня не должно превышать допускаемое значение

$$F_{\text{расч}} \leq F_{\text{доп}}, \quad (11)$$

где $F_{\text{расч}}$ – расчётное натяжение ремня, Н;

$F_{\text{доп}}$ – допускаемое натяжение ремня, Н.

Допускаемое натяжение зависит от материала ремня (синтетика, прорезиненная ткань, кожа имеют разные прочностные характеристики), его конструкции (однослойные менее грузоподъёмные, многослойные и армированные – более прочны), геометрических параметров (толщина ремня определяет несущую способность, хотя влияет на гибкость), а также условий эксплуатации (повышенная температура снижает прочность, влажность вызывает разбухание и потерю прочности, загрязнения снижают коэффициент трения и требуют увеличения натяжения).

Типовые значения допускаемого натяжения для различных вариантов формы ремённой передачи.

Плоские ремни из синтетики – $F_{\text{доп}}$ в интервале от 1,0 до 2,5 кН/м ширины.

Клиновые ремни профиля А – $F_{\text{доп}}$ в интервале от 0,5 до 1,5 кН.

Клиновые ремни профиля Б – $F_{\text{доп}}$ в интервале от 1,0 до 3,0 кН.

Расчёт долговечности ремённой передачи основан на анализе циклов напряженности ремня

$$L_h = \frac{N_{\text{цикл}}}{N_{\text{расч}}}, \quad (12)$$

где L_h – условная долговечность (часы работы);

$N_{\text{цикл}}$ – количество циклов, при которых ремень не разрушается;

$N_{\text{расч}} – расчётное количество циклов нагружения за период эксплуатации.$

Долговечность ремней зависит от уровня напряжений, скорости и частоты изгибов, температуры, состояния смазки и качества изготовления, оцениваемой по таблицам и графикам. Плоские ремни применяются для высокоскоростных приводов при невысоких мощностях, клиновые – от 15 до 25 м/с (превышение 35 м/с ускоряет износ), синхронные – от 50 до 80 м/с (в специальных конструкциях от 100 до 150 м/с).

Сравнение условий работоспособности основных типов ремённых передач приведено в таблице 2.

Таблица 2 – Условия работоспособности основных типов ремённых передач

Условие	Формула	Назначение	Критерий
По сцеплению	$\frac{F_1}{F_2} \geq e^{f \cdot \beta}$	Отсутствие пробуксовки	Запас сцепления от 1,2 до 1,5 и более
По прочности	$F_o \leq F_{\text{доп}}$	Отсутствие разрушения	Запас прочности от 3 до 5 и более
По долговечности	$L_h \geq F_{\text{треб}}$	Требуемый срок службы	Долговечность от 3 000 до 8 000 ч и более
По скорости	$v \leq v_{\text{max}}$	Ограничение нагрузок	В зависимости от типа передачи

1.7 Сила давления на вал

В нерабочей ремённой передаче (при отсутствии передачи нагрузки) обе ветви ремня натянуты с одинаковым усилием F_o (рисунок 5). Результирующая сила давления на вал определяется формулой

$$F_q = 2F_o \cos \frac{\beta}{2}, \quad (13)$$

где F_q – результирующая сила давления на вал передачи, Н;

F_o – усилие предварительного натяжения ремня в каждой ветви, Н;

β – угол обхвата ремня на шкиве, рад или градусы.

В рабочей ремённой передаче (рисунок 6) натяжения в ведущей и ведомой ветвях различны. Они определяются следующим образом.

Натяжение в ведущей ветви

$$F_1 = F_o + \frac{F_t}{2}. \quad (14)$$

Натяжение в ведомой ветви

$$F_2 = F_o - \frac{F_t}{2}, \quad (15)$$

где F_t – окружное усилие, связанное с передаваемым крутящим моментом

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1}. \quad (16)$$

Результирующая сила давления на вал рабочей передачи с асимметричным

натяжением определяется формулой

$$F_q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos\beta}. \quad (17)$$

При выборе типа ремённой передачи необходимо учитывать требуемую мощность и частоту вращения (определяют минимальную скорость и тип ремня), требуемую точность передаточного числа (синхронные передачи обеспечивают точность до 0,1 %), условия эксплуатации (температура, влажность, загрязненность влияют на материал), требуемый срок службы (долговечность зависит от режима и нагрузок) и экономические соображения (стоимость, обслуживание, энергоэффективность).

1.8 Натяжные устройства

Для поддержания оптимального натяжения ремня используются различные конструкции натяжных устройств, выбор которых зависит от типа передачи и условий эксплуатации (рисунок 7).

Регулируемая опора (рисунок 7, а, б) позволяет изменять натяжение путём перемещения одного из шкивов относительно другого, что является наиболее простым и распространённым методом. Натяжной ролик (рисунок 7, в) представляет собой промежуточный ролик, установленный на регулируемой опоре или пружине, который поддерживает требуемое натяжение ремня на холостых ветвях передачи. Пружинный натяжитель (рис. 7, г) обеспечивает автоматическое поддержание натяжения благодаря упругой силе пружины, компенсирующей удлинение ремня.

Автоматическое натяжение ремня, пропорциональное передаваемой нагрузке, осуществляется двумя способами: натяжением ремня благодаря окружной силе (рисунок 7, д), или натяжением ремня посредством реактивного момента на корпусе двигателя (рисунок 7, е).

Натяжные устройства должны отвечать ряду важных требований для обеспечения надёжной работы передачи. Прежде всего, они должны обеспечивать необходимое минимальное натяжение, достаточное для передачи вращающего момента без пробуксовки ремня. Одновременно критически важно предотвращение чрезмерного натяжения, которое приводит к преждевременному износу ремня, подшипников валов и повышению энергопотребления.

Кроме того, натяжные устройства должны компенсировать удлинение ремня, неизбежно происходящее при его износе, поскольку без такой компенсации натяжение будет постепенно снижаться, что в конечном итоге приведёт к пробуксовке и отказу передачи.

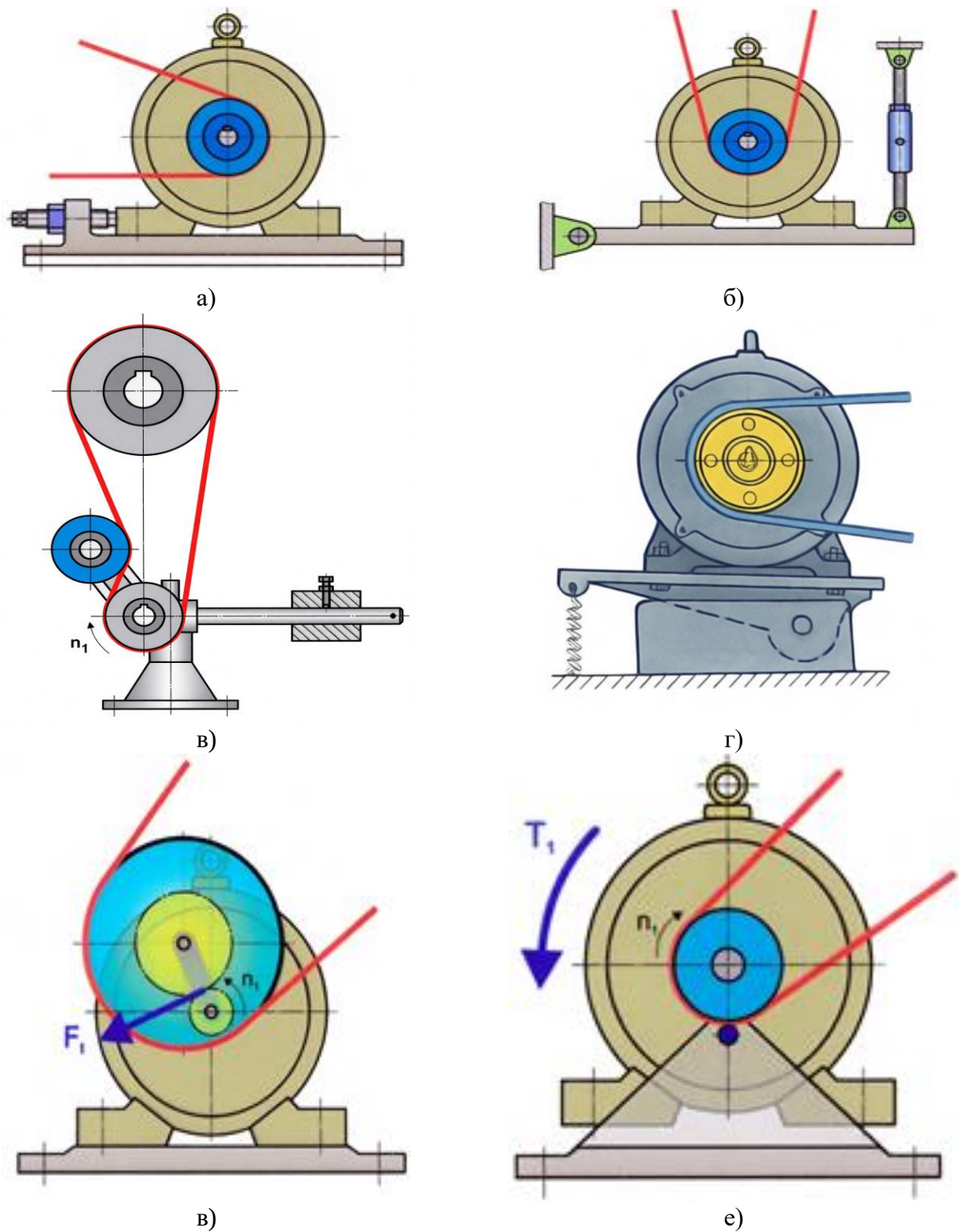


Рисунок 7 – Способы натяжения ремня

1.9 Шкивы ремённых передач

1.9.1 Материалы изготовления шкивов

Выбор материала шкива зависит от передаваемой мощности и условий эксплуатации. Сталь марок 40, 45, 50, 40X широко применяется для высоконагруженных передач благодаря высокой прочности и долговечности,

позволяя изготавливать шкивы малых диаметров. Однако стальные шкивы требуют защиты от коррозии, что усложняет их эксплуатацию в агрессивных средах.

Алюминиевые сплавы, такие как АД31 и АМг6, применяются для передач с малыми и средними нагрузками, обеспечивая лёгкие конструкции, удобные в транспортировке и монтаже. Преимущество алюминия заключается в меньшем коэффициенте трения со спариваемым ремнём, однако этот материал имеет ограничения по максимальной скорости и точности обработки поверхностей.

Чугун марок СЧ15, СЧ18, СЧ20 используется для низконагруженных и тихоходных передач, отличаясь экономичностью при массовом производстве и хорошими демпфирующими свойствами. Недостатком является меньшая точность обработки поверхностей по сравнению со сталью, что может привести к неравномерности передачи при высоких скоростях.

1.9.2 Форма шкивов в зависимости от типа ремня

Шкивы для плоских ремней (рисунок 8, а) имеют рабочие поверхности, которые могут быть плоскими или слегка выпуклыми, обеспечивая хороший контакт с ремнем. Профиль в поперечном сечении представляет собой плоскость или небольшой радиус кривизны, а боковые стенки слегка расширены для предотвращения соскальзывания ремня. Стандартные ширины таких шкивов варьируются от 100 до 500 мм и более, выбираясь в зависимости от передаваемой мощности.

Шкивы для клиновых ремней (рисунок 8, б) оснащены V-образными канавками, соответствующими профилю ремня, с углом профиля канавки от 38° до 40° в соответствии с ГОСТ 1284–1989. Количество ручьёв может варьироваться от одного до восьми и более в многоручьевых передачах.

Стандартные профили включают профиль О – обычный, профиль А – средний и профиль Б – большой, а также узкие профили РПА, РПБ и РПВ. Преимущества таких шкивов заключаются в лучшем сцеплении благодаря V-образной форме, самоцентрирующемуся действию ремня в канавке и более компактной конструкции по сравнению с плоскими шкивами.

Шкивы для синхронных зубчато-ремённых передач (рисунок 8, в) имеют зубчатый профиль, соответствующий профилю ремня, с формой зубьев, которая может быть трапецеидальной, скругленной или другой в зависимости от применяемого стандарта. Точная геометрия обеспечивает положительное зацепление без скольжения при работе передачи. Стандартные шаги зубьев составляют 2, 3, 5, 8, 14 и 20 мм. Такие шкивы требуют высокой точности изготовления, обычно IT7–IT8, и часто имеют направляющие фланцы по краям для центрирования ремня и предотвращения его смещения.

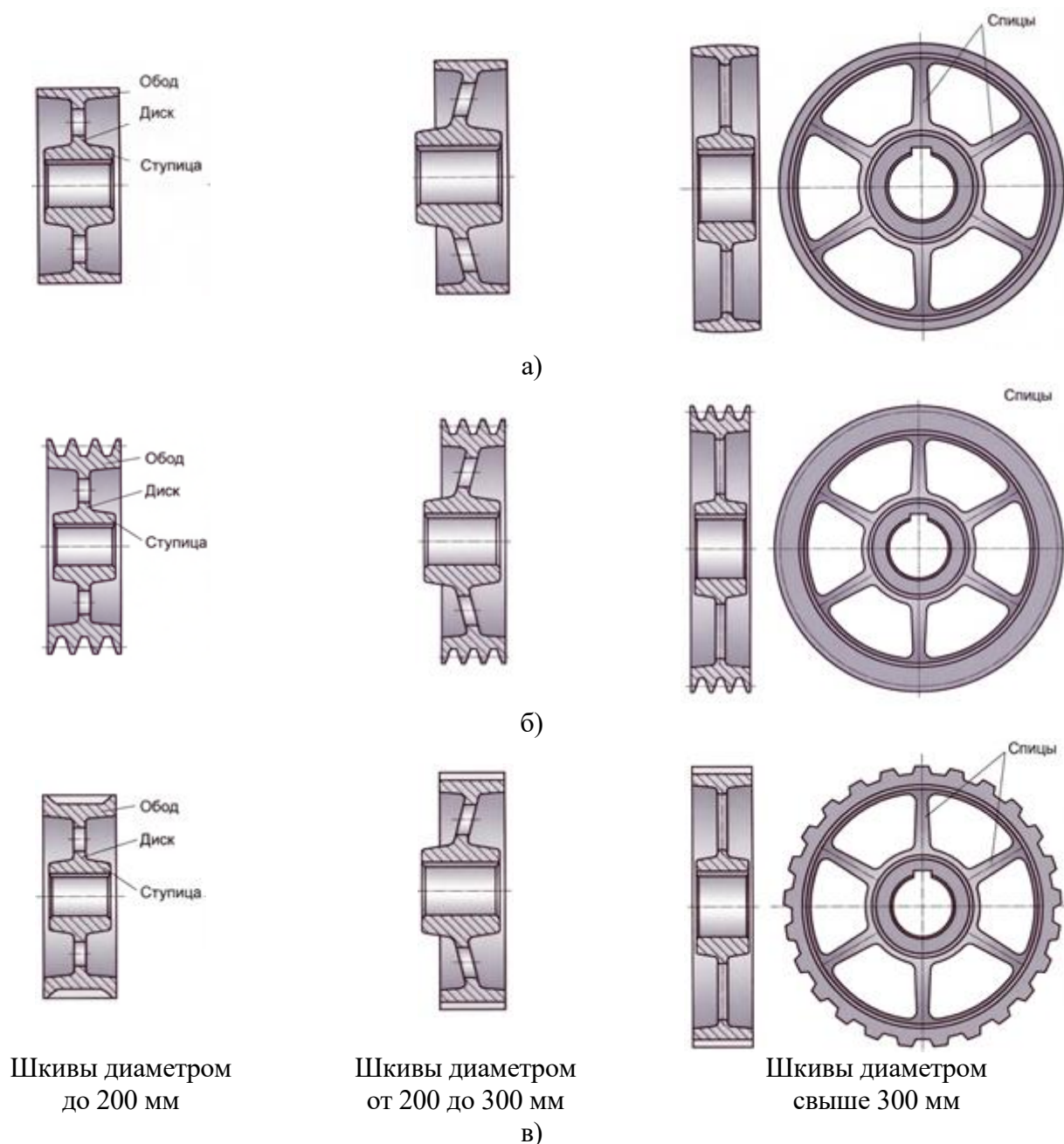


Рисунок 8 – Шкивы ремённых передач

1.9.3 Диаметры шкивов

Минимальные диаметры шкивов регламентированы стандартами и зависят от типа применяемого ремня. Для плоских ремней минимальный диаметр составляет от 100 до 200 мм и определяется условиями гибкости ремня и экономичности конструкции.

Увеличение диаметра шкива снижает эффект натяжения ремня и удлиняет его срок службы, поскольку ремень испытывает меньшие изгибающие напряжения при прохождении через шкив большего диаметра, а также улучшаются условия работы подшипников вала. Однако увеличение диаметра приводит к возрастанию материальных затрат, увеличению массы конструкции и требует увеличения центрального расстояния между валами. На практике диаметр

ведущего шкива выбирается минимально допустимым стандартом, а диаметр ведомого шкива определяется требуемым передаточным числом.

Размеры минимальных диаметров клиновых ремней приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Размеры минимальных диаметров клиновых ремней

Профиль	Минимальный диаметр, мм
О (обычный)	80–100
А	100–125
Б	125–160
В	160–200
РПА (узкий)	63–90
РПБ (узкий)	90–125
РПВ (узкий)	112–160

Минимальное число зубьев в синхронных передачах составляет от 12 до 20 зубьев в зависимости от шага ремня, с соответствующим минимальным диаметром. Увеличение диаметра шкива снижает натяжение ремня и изгибающие напряжения, удлиняет срок службы, улучшает условия работы подшипников и повышает точность передаточного числа, однако приводит к увеличению габаритов, массы, материальных затрат и центрального расстояния, поэтому в практике диаметр ведущего шкива выбирают минимально допустимым, а ведомого – по требуемому передаточному числу. Шкивы изготавливают литыми из чугуна, стали или алюминия для крупносерийного производства сложных профилей, штампованными из стали для высокой точности и массового производства, или составными из ступицы, диска и обода, что позволяет комбинировать материалы, изготавливать большие шкивы и заменять изношенный обод, хотя требует точной сборки и балансировки. Для низконагруженных передач применяют литые чугунные, для среднemoshных – стальные литые или штампованные, для высоконагруженных – стальные составные с облегченным диском, для высокоскоростных – алюминиевые малого диаметра, а для повышенной точности – синхронные со стальными шкивами.

Особенности основных параметров шкивов разных конструкций представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Сводная таблица основных параметров шкивов

Параметр	Плоский ремень	Клиновой ремень	Синхронный ремень
Форма рабочей поверхности	Плоская	V-образная канавка	Зубчатая
Материалы	Сталь, чугун, алюминий	То же	Сталь, алюминий

Продолжение таблицы 4

Параметр	Плоский ремень	Клиновой ремень	Синхронный ремень
Минимальный диаметр, мм	100–200	80–200	50–150
Точность обработки	IT8–IT9	IT8–IT9	IT7–IT8
Балансировка	Обязательна	Обязательна	Обязательна
Конструкция	Литая, штампованная	Литая, штампованная	Составная, литая

1.10 Расчёт ремённых передач

Расчёт ремённой передачи начинается с определения окружной силы на шкиве, которая связана с передаваемой мощностью и скоростью ремня соотношением

$$F_t = \frac{1000P}{v}, \quad (18)$$

где P – мощность на валу, кВт;
 v – скорость ремня, м/с.

Эта сила создаётся разностью натяжений в ведущей и ведомой ветвях ремня

$$F_t = F_1 - F_2, \quad (19)$$

при этом распределение усилий по ветвям определяется условием трения

$$\frac{F_1}{F_2} \geq e^{f\beta}, \quad (20)$$

где f – коэффициент трения между ремнём и шкивом,
 β – угол обхвата меньшего шкива в радианах.

Зная F_t и отношение $\frac{F_1}{F_2}$, находят натяжения в ветвях F_1 и F_2 , а также предварительное натяжение

$$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}, \quad (21)$$

обеспечивающее передачу момента без пробуксовки. По натяжению и площади рабочего сечения ремня A определяют напряжение от предварительного натяжения

$$\sigma_o = \frac{F_o}{A}, \quad (22)$$

к которому добавляются напряжения изгиба при огибании шкивов и, при высоких скоростях, центробежные напряжения.

При огибании шкива ремень испытывает изгибающие напряжения, зависящие от радиуса кривизны шкива. Эти напряжения имеют наибольшее значение на меньшем шкиве (ведущем), где радиус минимален.

Относительное удлинение ремня на ведущем шкиве (рисунок 9)

$$\varepsilon_1 = \frac{l_1 - l_2}{l_o} = \frac{\delta}{d_1 + \delta} \approx \frac{\delta}{d_1}. \quad (23)$$

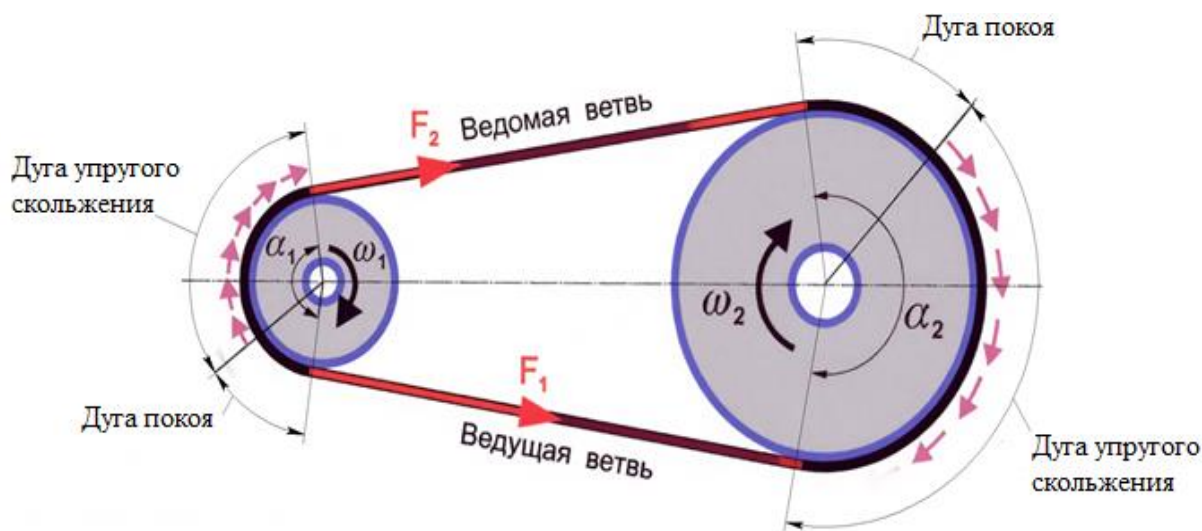


Рисунок 9 – Упругое скольжение

На ведомом шкиве

$$\varepsilon_2 \approx \frac{\delta}{d_2}, \quad (24)$$

где δ – толщина ремня, мм;

d_1 – диаметр ведущего (меньшего) шкива, мм;

d_2 – диаметр ведомого (большого) шкива, мм.

Напряжения изгиба

$$\sigma_{и1} = \varepsilon_1 \cdot E = \frac{\delta}{d_1} \cdot E, \quad (25)$$

$$\sigma_{и2} = \varepsilon_2 \cdot E = \frac{\delta}{d_2} \cdot E, \quad (26)$$

где E – модуль упругости материала ремня, МПа.

Важное соотношение

$$\sigma_{и1} > \sigma_{и2}.$$

Это означает, что изгибающие напряжения на ведущем (меньшем) шкиве значительно больше и являются главным фактором, определяющим долговечность ремня.

Практическое следствие: использование шкивов большего диаметра, особенно ведущего, существенно снижает изгибающие напряжения и увеличивает срок службы ремня.

Напряжение в ведущей ветви

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad (27)$$

напряжение в ведомой ветви

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \quad (28)$$

где F_1 – усилие в ведущей ветви, Н;

F_2 – усилие в ведомой ветви, Н;

A – площадь поперечного сечения ремня, мм².

Соотношение натяжений

$$\sigma_1 > \sigma_2.$$

При высоких скоростях ремня на него действуют центробежные силы, которые создают дополнительные растягивающие напряжения, направленные радиально наружу.

Формула для центробежного напряжения

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}, \quad (29)$$

где σ_v – напряжение от центробежных сил, МПа;

ρ – плотность материала ремня, кг/м³;

V – линейная скорость ремня, м/с.

Связь скорости с параметрами передачи

$$V = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2000} = n_1 \cdot \frac{\pi d_1}{1000 \cdot 60}, \quad (30)$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего вала, рад/с;

n_1 – частота вращения ведущего вала, мин⁻¹;

d_1 – диаметр ведущего шкива, мм.

Значение в практике:

- при скоростях $V < 10$ м/с центробежным напряжением можно пренебречь;

- при скоростях V от 20 до 30 м/с центробежное напряжение становится значительным;

- при скоростях $V > 50$ м/с центробежное напряжение может быть соизмеримо с напряжением от предварительного натяжения.

Влияние материала: для ремней с большей плотностью (например, резина с армированием) центробежные напряжения больше, чем для синтетических плёночных материалов.

Полное напряжение (рисунок 10), действующее в ремне, является суперпозицией всех указанных компонентов:

- напряжения в ведущей ветви на ведущем шкиве

$$\sigma_{\text{макс}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{н1}} + \sigma_v, \quad (31)$$

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{F_1}{A} + \frac{\delta \cdot E}{d_1} + \rho V^2 \cdot 10^{-6}, \quad (32)$$

- напряжения в ведомой ветви на ведущем шкиве

$$\sigma_{\text{мин}} = \sigma_2 + \sigma_{\text{н1}} + \sigma_v. \quad (33)$$

Амплитуда циклического напряжения

$$\Delta\sigma = \sigma_{\text{макс}} - \sigma_{\text{мин}} = \frac{F_1 - F_2}{A} = \frac{F_t}{A}. \quad (34)$$

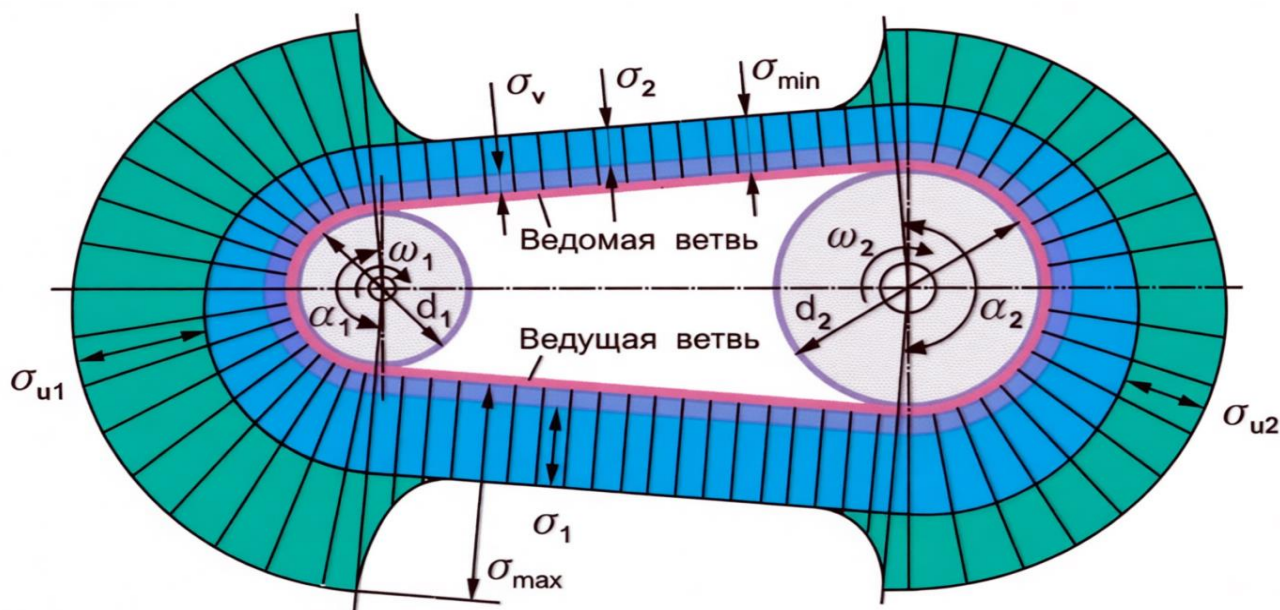


Рисунок 10 – Напряжения в ремне

Для обеспечения надёжной работы ремня суммарное максимальное напряжение должно не превышать допустимое значение

$$\sigma_{\text{макс}} \leq [\sigma_A],$$

где $[\sigma_A]$ – допустимое напряжение, зависящее от:

- типа ремня (плоский, клиновой, поликлиновой, синхронный);
- материала ремня (резина, синтетика, прорезиненная ткань);
- условий работы (температура, влажность, загрязнённость);
- требуемого ресурса (долговечности).

Типичные значения допустимых напряжений:

- плоские ремни от 2 до 5 МПа;
- клиновые ремни от 3 до 8 МПа;
- синхронные ремни от 5 до 12 МПа.

1.11 Коэффициент тяги и КПД ремённой передачи

Коэффициент тяги ϕ представляет собой безразмерную величину, характеризующую эффективность использования сцепления между ремнём и шкивом при передаче крутящего момента. Этот коэффициент показывает, какую часть от суммарного натяжения обеих ветвей ремня можно использовать для полезной передачи мощности.

Математическое определение

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0}, \quad (35)$$

где F_1 – натяжение в ведущей ветви, Н;
 F_2 – натяжение в ведомой ветви, Н;
 F_t – окружная (полезная) сила, Н;
 F_0 – предварительное натяжение ремня, Н.

Физический смысл: коэффициент тяги показывает, какой процент от полного натяжения $2F_0 = F_1 + F_2$ преобразуется в полезную силу F_t . Высокий коэффициент тяги означает эффективное использование натяжения ремня, низкий – неэффективное.

Диапазон значений:

- при идеальном сцеплении (без упругого скольжения) – $\varphi = 1$;
- при практической работе ременной передачи – $0 < \varphi < 1$;
- типичные значения φ от 0,6 до 0,9 в зависимости от условий.

Влияние коэффициента тяги на режим работы

На графике, показанном на рисунке 11, демонстрируется характер изменения коэффициента тяги в зависимости от области работы.

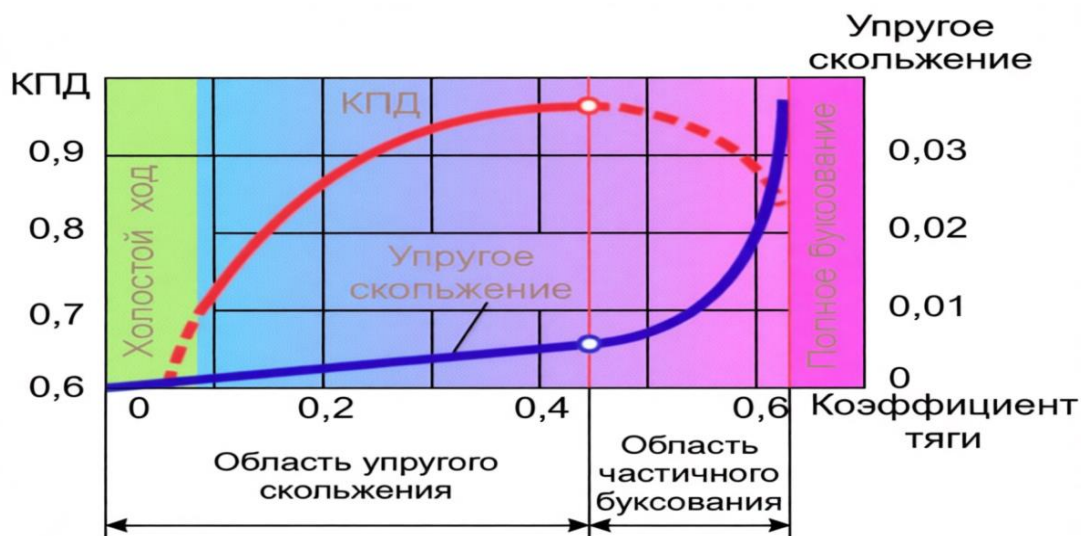


Рисунок 11 – Характер изменения коэффициента тяги в зависимости от области работы

Область упругого скольжения от 0 до 0,4 по горизонтальной оси.

В этой области ремень работает в условиях упругого скольжения, когда между ремнём и шкивом существует относительное проскальзывание, вызванное упругими деформациями ремня.

Коэффициент тяги в этой области:

- растёт с увеличением нагрузки;
- достигает максимума (примерно 0,9);
- характеризуется дефектом передаточного числа (относительное

скольжение).

Область частичного буксования от 0,4 до 0,65 по горизонтальной оси.

На границе этой области начинается частичное буксование ремня. Коэффициент тяги остаётся высоким, но начинает медленно снижаться. Эта область соответствует режиму, когда часть ветви ремня уже не передаёт полезной нагрузки из-за недостаточного сцепления.

Область упругого скольжения (справа).

В крайней правой части графика происходит резкое падение коэффициента тяги и КПД из-за увеличения упругого скольжения, что свидетельствует о перегрузке передачи. В этом режиме ремень уже не может эффективно передавать крутящий момент.

Связь коэффициента тяги с углом обхвата. Теория Эйлера для фрикционной передачи.

Зависимость между натяжениями ветвей определяется экспоненциальной формулой

$$\frac{F_1}{F_2} \geq e^{f \cdot \beta}, \quad (36)$$

где f – коэффициент трения между ремнём и шкивом обычно от 0,5 до 0,8;
 β – угол обхвата меньшего шкива в радианах.

Выражение коэффициента тяги через угол обхвата

$$\varphi = \frac{e^{f \cdot \beta} - 1}{e^{f \cdot \beta} + 1}, \quad (37)$$

или в альтернативной форме

$$\varphi = \tanh\left(\frac{f \cdot \beta}{2}\right). \quad (38)$$

Практические выводы:

- увеличение угла обхвата (использование шкивов большего диаметра) повышает коэффициент тяги;
- увеличение коэффициента трения (выбор подходящего материала ремня) повышает коэффициент тяги;
- при малых углах обхвата φ падает (это один из основных факторов ограничения передаточного числа).

Упругое скольжение – это микропроскальзывание отдельных волокон ремня по поверхности шкива, происходящее в результате упругих деформаций ремня при передаче нагрузки.

Относительное упругое скольжение

$$\varepsilon = \frac{F_1 - F_2}{A \cdot E} = \frac{F_t}{F \cdot E}, \quad (39)$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм²;

E – модуль упругости материала ремня, МПа.

Упругое скольжение вызвано тем, что ведущая ветвь ремня растянута сильнее, чем ведомая. При огибании ведущего шкива ремень постепенно растягивается (удлиняется), а при огибании ведомого шкива – сокращается. Это приводит к тому, что окружная скорость ремня на ведущем шкиве несколько больше, чем на ведомом, создавая относительное скольжение порядка от 0,5 до 3 % в зависимости от нагрузки.

Из-за упругого скольжения фактическое передаточное число немного отличается от теоретического

$$i_{\text{факт}} = i_{\text{теор}} \cdot (1 - \varepsilon), \quad (40)$$

где $i_{\text{теор}}$ – геометрическое передаточное число,

$$i_{\text{теор}} = \frac{d_2}{d_1}, \quad (41)$$

ε – упругое скольжение.

Это является одним из недостатков ремённых передач по сравнению с жёсткими передачами (цепные, зубчатые).

КПД ремённой передачи представляет собой отношение полезной мощности на выходе (ведомом валу) к мощности на входе (ведущем валу), характеризую потери энергии в передаче.

Основная формула

$$\eta = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вход}}} = \frac{P_{\text{вход}} - P_{\text{потерь}}}{P_{\text{вход}}} = 1 - \frac{P_{\text{потерь}}}{P_{\text{вход}}}. \quad (42)$$

Рассмотрим источники потерь энергии в ременной передаче.

1. Потери на трение в процессе упругого скольжения

$$P_{\text{упр.скольж}} = F_t \cdot v \cdot \varepsilon. \quad (43)$$

2. Потери на внутреннее трение при деформации ремня (гистерезис)

$$P_{\text{гистерезис}} = \Delta\sigma \cdot v \cdot b \cdot \delta, \quad (44)$$

где b – ширина ремня, мм;
 δ – толщина ремня.

3. Потери в подшипниках валов

$$P_{\text{подшипн}} = f_{\text{подшипн}} \cdot F_q \cdot v_{\text{подшипн}}. \quad (45)$$

4. Аэродинамические потери при высоких скоростях.

На практике КПД ремённой передачи (таблица 5) можно оценить по графику, представленному на первом рисунке 11 (красная кривая). Из графика видно:

- при малых нагрузках (область упругого скольжения) – КПД растёт с увеличением коэффициента тяги, достигая максимума в интервале от 0,92 до 0,95;
- при оптимальных нагрузках – КПД близок к максимальному значению, в интервале от 0,90 до 0,98;
- при перегрузке (начало буксования) – КПД резко снижается из-за упругого скольжения.

Таблица 5 – Типичные значения КПД для различных типов передач

Тип ремня	КПД, %
Плоский	90–98
Клиновой	89–96
Поликлиновой	90–97
Синхронный	95–99

Мероприятия для повышения коэффициента тяги и КПД включают увеличение угла обхвата (увеличение диаметра шкивов, сближение валов, использование натяжного ролика), выбор ремня с высоким коэффициентом трения (специальные покрытия, ткани с хорошим сцеплением), правильное натяжение (не чрезмерное и не недостаточное, обеспечивающее максимальную тягу при минимальных потерях), снижение скорости ремня (уменьшает аэродинамические потери) и применение синхронных ремней (при критичной точности передачи, обеспечивающих практически 100 % передачу момента без скольжения). Понимание взаимосвязи коэффициента тяги, упругого скольжения и КПД является фундаментальным при проектировании: максимизация тяги не

всегда совпадает с максимизацией КПД, так как увеличение натяжения для повышения тяги усиливает потери в подшипниках и напряжения в ремне, сокращая его ресурс. Правильное соотношение всех компонентов напряженного состояния обеспечивает оптимальную работу с минимальными потерями и максимальной долговечностью, а оценка по графикам и эмпирическим зависимостям позволяет скорректировать ширину ремня, диаметры шкивов и расстояние между валами для обеспечения необходимого ресурса и стабильности передаточного числа при допустимых нагрузках.

1.12 Контрольные вопросы

1. Дайте определение ременной передачи и назовите её основные преимущества и недостатки.
2. Назовите четыре основных типа ременных передач и их области применения.
3. Объясните разницу между плоской, клиновой и синхронной ремённой передачей.
4. Перечислите основные материалы для ремней и шкивов, указав причины их выбора.
5. Почему диаметр ведущего шкива стараются выбрать минимально допустимым?
6. Как влияет увеличение диаметра шкива на изгибающие напряжения в ремне?
7. Для чего необходимо предварительное натяжение ремня и какие способы его регулировки существуют?
8. Объясните принцип автоматического натяжения с использованием реактивного момента.
9. Какие требования предъявляются к натяжным устройствам?
10. Какими формулами описываются результирующие силы давления на вал в нерабочей и рабочей передачах.
11. Перечислите все виды напряжений, действующих в ремне, и объясните их физический смысл.
12. Как рассчитывается максимальное напряжение в ремне при работе передачи?
13. Что такое коэффициент тяги и как он рассчитывается?
14. Приведите формулу Эйлера для ремённой передачи и объясните её смысл.
15. Что такое упругое скольжение и как оно влияет на точность передаточного числа?
16. Дайте определение КПД ременной передачи и назовите основные источники потерь.
17. Какой КПД характерен для различных типов ремней?
18. Какие мероприятия позволяют повысить коэффициент тяги и КПД?
19. Приведите основные формулы для расчёта окружной силы, линейной

скорости ремня и центрального расстояния.

20. Опишите последовательность геометрического расчёта ременной передачи.

21. Какие ограничения существуют на угол обхвата и как его повысить, если требуется?

22. Когда следует применять синхронную ремённую передачу вместо обычной клиноременной?

23. Как выбрать подходящий способ натяжения ремня для конкретного приложения?

24. Какие признаки указывают на необходимость замены ремня и как часто его нужно проверять?

Библиографический список

1. Галибей, Н.И. Детали машин: Конспект лекций / Н.И. Галибей, В.И. Сенькин, В.И. Кулешов. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 234 с.
2. Галибей, Н.И. Детали машин: Учебное пособие к практическим занятиям / Н.И. Галибей, В.И. Сенькин, В.И. Кулешов. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 92 с.
3. Галибей, Н.И. Детали машин: Учебное пособие по курсовому проектированию / Н.И. Галибей, С.Н. Самосенко. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 86 с.
4. Орлов, П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. Книга 1 / П.И. Орлов. – Москва : Машиностроение, 2006. – 880 с.
5. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – Москва : Машиностроение, 1989. – 600 с.
6. Леликов, О.П. Основы расчёта и проектирования деталей и узлов машин / О.П. Леликов. – Москва : Машиностроение, 2004. – 440 с.
7. Ицкович, Г.М. Сборник задач и примеров расчёта по курсу деталей машин / Г.М. Ицкович. – Москва : Машиностроение, 1974. – 368 с.
8. ГОСТ 1284.1–89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия. Введен 01.01.1991. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2001. – 10 с.
9. ГОСТ 1284.2–89. Ремни приводные клиновые узких сечений. Технические условия. Введен 01.01.1991. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2004. – 18 с.

Учебное издание

Стрыгин Сергей Васильевич

**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ.
ПЕРЕДАЧИ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ**

**ЧАСТЬ 1
КОНСПЕКТ ЛЕКЦИИ ПО ТЕМЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ**

Учебное пособие

Подписано в печать _____ Тираж 5 экз.
Рязанский институт (филиал) Московского политехнического университета
390000, г. Рязань, ул. Право-Лыбедская, 26/53