

$$m_n = m \cos \gamma = 6 \cdot 0,98 = 5,88 \text{ мм};$$

$$Y_F \approx 1,5.$$

Так как допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F] = 50 \text{ МПа}$ выше расчетного значения напряжения в колесе, то условие прочности удовлетворено.

Вопросы для самопроверки

1. Для каких передач используют гиперболоидные передачи?
2. Какие механизмы называют гиперболоидными и каковы их разновидности?
3. Какие виды червячных передач используют в механизмах?
4. Какими особенностями кинематики вызвано скольжение зубьев передачи?
5. Укажите условия, возникающие в зацеплении червячной передачи.
6. Каковы виды поврежденной передачи и по каким критериям оценивают их работоспособность?
7. Назовите материалы, используемые для изготовления колес и червяков. Почему колеса (вещи колес) изготавливают из менее прочных материалов, чем червяки?

Глава 18

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 18.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Общая характеристика передач. Цепные передачи наравне с зубчатыми являются наиболее распространенными по мощности цепи.

Их используют в приводах для передачи на большое расстояние вращательного движения (между параллельными

ми осями) с преобразованием его параметров. Простейшая передача включает в себя две звездочки 1 и 2, соединенные приводной цепью (рис. 18.1). Одна из звездочек, например 1, будет ведущей, другая 2 – ведомой. Линия центров передачи может быть не только горизонтальной, но и наклоненной к горизонту под углом $\gamma \leq 80^\circ$ (рис. 18.2, а). Применяют также передачи с приводом нескольких ведомых звездочек от одной ведущей (рис. 18.2, б).

Цепные передачи используют в приводах роботов, сельскохозяйственных и транспортных машин, различных станков и т. п. в качестве *быстроходной* (скорость цепи $v_c \leq 25 \text{ м/с}$, передаточное отношение $i \leq 3$) или *тихоходной* (скорость цепи $v_c < 2 \text{ м/с}$, $i = 10 \dots 15$) *ступени*. Среднескоростные передачи при $v_c = 2 \dots 6 \text{ м/с}$ допускают $i \leq 6$.

Цепные передачи используют в качестве понижающих или повышающих. Передаваемая мощность обычно не превышает 100 кВт, межосевое расстояние до 6...8 м.

Цепные передачи имеют высокий КПД ($\eta = 0,96 \dots 0,98$), меньшую, чем в ременной передаче, нагрузку на валы, в них исключено проскальзывание цепи.

Недостатки передачи обусловлены шумом, неравномерностью хода «вытягиванием» цепей (увеличением шага цепей вследствие износа шарниров) и, как следствие, необходимостью применения натяжных устройств.

Цепи. В качестве приводных используют роликовые и зубчатые цепи. Роли-

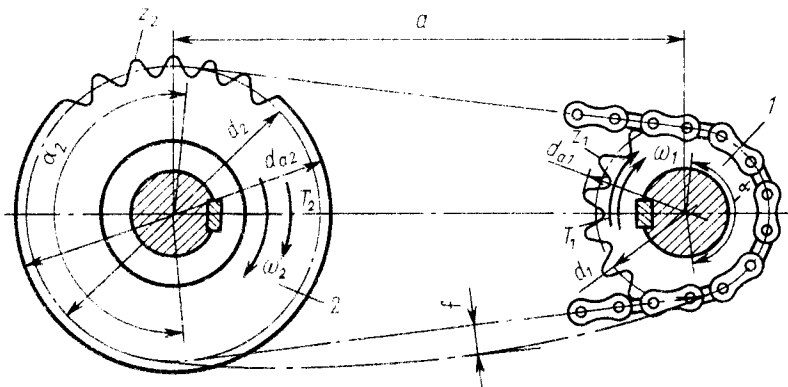


Рис. 18.1. Схема цепной передачи

ковая цепь (рис. 18.3) состоит из последовательно чередующихся внутренних 1 и внешних 2 звеньев, шарнирно соединенных между собой. Звено образует две пластины, напрессовываемые на втулки 3 (у внутренних звеньев) или оси 4 (у наружных звеньев). На втулку перед сборкой звена надевают свободно вращающийся на ней ролик 5, уменьшающий износ зубьев звездочки. Концы цепи с четным числом звеньев соединяют с помощью соединительного звена (рис. 18.4, а), цепи с нечетным числом звеньев соединяют переходным звеном (рис. 18.4, б). Основным геометрическим параметром цепей является шаг t — расстояние между осями двух смежных роликов наружного или внутреннего звена (см. рис. 18.3). Основные размеры и, как следствие, несущая способность цепи зависят от ее шага. С увеличением шага цепи уменьшается ее быстроходность и несущая способность.

В тихоходных передачах применяют цепи типа ПР (приводные роликовые) с шагом $t > 25,4$ мм. В быстроходных передачах также используют цепи типа ПР, но их шаг $t \leq 25,4$ мм. Обычно $0,01a \leq t \leq 0,04a$ (a — межосевое расстояние).

В зависимости от отношения шага цепи t к диаметру D ролика различают цепи легкой (ПРЛ), нормальной (ПР) и длиннозвенные цепи (ПРД, отношение $t/D > 2$, применяются в основном в сельскохозяйственных машинах).

Промышленность выпускает не только однорядные, но и многорядные цепи (2ПР, 3ПР с числом рядов, соответственно равным 2 и 3). Их набирают из тех же элементов, что и однорядные цепи, но используют оси увеличенной длины.

Многорядные цепи используют при больших нагрузках и скоростях цепи.

Паспортной характеристикой цепи является разрушающая статическая нагрузка, устанавливаемая экспериментально заводом-изготовителем. Эта нагрузка возрастает пропорционально числу рядов.

В строительных и дорожных машинах, эксплуатируемых при тяжелых режимах нагружения, применяют роликовые цепи с изогнутыми пластинами (ПРИ), подобными переходным звеньям обычных цепей. Они имеют высокую продольную по-

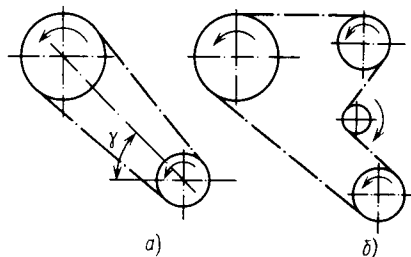


Рис. 18.2. Схемы контуров передач

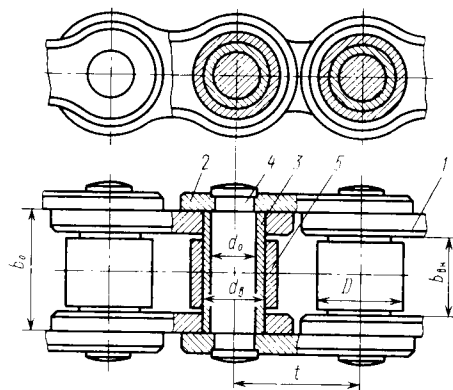


Рис. 18.3. Роликовая цепь

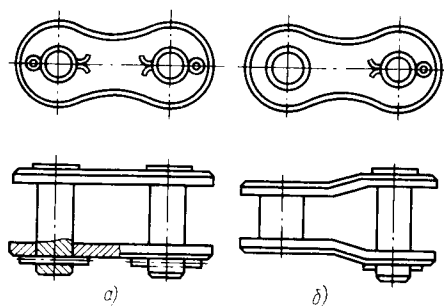


Рис. 18.4. Переходные звенья роликовых цепей

дательность и лучше работают при ударных нагрузках, частых реверсах и т. п.

В машиностроении применяют и так называемые втулочные цепи — однорядные ПВ и двухрядные 2ПВ.

Зубчатые цепи (рис. 18.5) имеют сравнительно небольшое применение. Их набирают из рабочих 1 и направляющих 2 пластинок и соединяют между собой сегментными призмами. Направляющая пластина в отличие от рабочей не

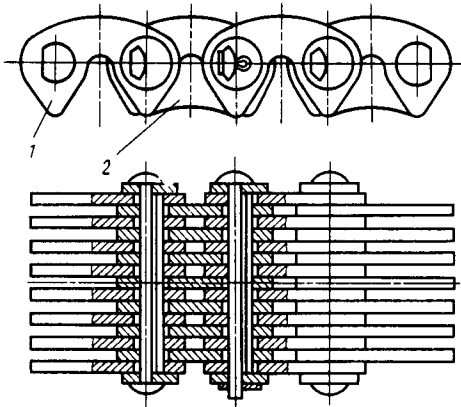


Рис. 18.5. Зубчатая цепь

имеет выреза в середине, она предохраняет цепь от смещения вдоль оси звездочек во время работы.

Рабочими поверхностями зубьев цепи являются боковые наружные стороны зубчатых выступов пластин, очерченные плоскостями. Этими плоскостями каждое звено садится на два зуба звездочки, имеющих трапециевидную форму.

Зубчатые цепи по сравнению с роликовыми обеспечивают большую быстроходность, прочность и плавную работу с меньшим шумом, но сложны в изготовлении и имеют большую массу.

Звездочки. Звездочки (рис. 18.6, а, б) конструктивно подобны зубчатым колесам. Профилирование их зубьев выполняют по стандарту. Ширина b зубчатого венца звездочки принимается несколько меньшей расстояния между внутрен-

ними пластинками $b_{вн}$. Звездочки больших размеров выполняют составными (рис. 18.6, в — д).

Материалы. Пластины цепей изготавливают из среднеуглеродистых и легированных сталей 45, 50, 40X, 40XH и др., а затем закалывают до твердости 50...65 HRC. Оси, втулки и призмы обычно изготавливают из сталей 15, 15X, 20X и др., цементуют и подвергают закалке до твердости 50...65 HRC.

Звездочки тихоходных передач изготавливают из чугуна СЧ20 (с закалкой) или чугуна из других антифрикционных высокопрочных марок.

Часто звездочки изготавливают из малоуглеродистых (цементуемых) и среднеуглеродистых легированных сталей (15, 20X, 12XНЗА, 45, 40X, 50Г2) с последующей закалкой до твердости более 45 HRC.

§ 18.2. МЕХАНИКА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Кинематика передачи. Звенья цепи располагаются в зацеплении со звездочкой, образуя «многоугольник» (рис. 18.7). В связи с этим при равномерном вращении с угловой скоростью ω_1 ведущей звездочки цепь движется по контуру неравномерно со скоростью

$$v_{ц} = v \cos \beta_1 = 0,5\omega_1 d_1 \cos \beta_1,$$

где β_1 — угловое положение шарнира (рис. 18.7; $0 \leq \beta_1 \leq \varphi_1$, где $\varphi_1 = \pi/z_1$); d_1 — диаметр делительной окружности ведущей звездочки.

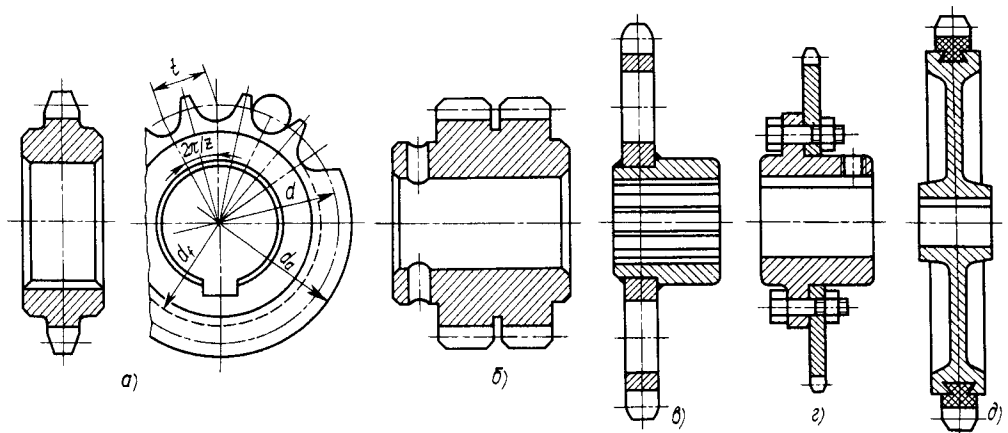


Рис. 18.6. Звездочки

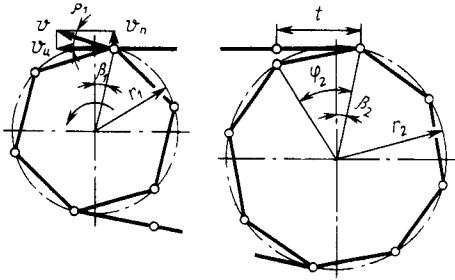


Рис. 18.7. Кинематическая схема передачи

Мгновенная скорость ведомой звездочки при $\omega_1 = \text{const}$ (рис. 18.7)

$$\omega_2 = 2v_{II} / (d_2 \cos \beta_2).$$

Здесь d_2 — диаметр делительной окружности 2-й звездочки; β_2 — угол поворота шарнира ведомой звездочки, соответствующий углу β_1 ($0 \leq \beta_2 \leq \varphi_2$; $\varphi_2 = \pi/z_2$).

Мгновенное передаточное отношение при $\omega_1 = \text{const}$

$$i_{\beta} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1} = \frac{z_2 \cos \beta_2}{z_1 \cos \beta_1} = \text{var.}$$

Средняя скорость цепи (в м/с) и среднее передаточное отношение:

$$v_{II} = \frac{v_{II \max} + v_{II \min}}{2} = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000};$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (18.1)$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев звездочек 1 и 2.

Равномерность движения цепи можно повысить увеличением числа зубьев звездочек, так как в этом случае $\cos \beta_1$ и $\cos \beta_2$ приблизятся к единице. Равномерности движения цепи в значительной мере способствует совпадение фаз углов β_1 и β_2 , которое достигается при длине ведущей ветви цепи, кратной целому числу звеньев.

Циклическое изменение скорости v_{II} цепи и ее поперечные перемещения со скоростью v_{II} нагружают цепь силами инерции, приводят к ударам втулок (роликов) по зубьям звездочек при входе в зацепление, возбуждают поперечные колебания ветвей, способствуют повышению темпа изнашивания.

Усилия в передачах. Окружное усилие передается зацеплением за счет давления

зубьев ведущей звездочки на звенья цепи и давления звеньев ведущей ветви на зубья ведомой звездочки. Усилия между зубьями звездочек, как и усилия в ветвях, распределяются неравномерно в пределах углов обхвата α_1 и α_2 (см. рис. 18.1).

Натяжение ветвей цепи на холостом ходу передачи (внешняя нагрузка отсутствует) вызывается силами тяжести. Провисание обеспечивает более плавную работу передачи, меньший износ в шарнирах цепи.

Сила натяжения при холостом ходе горизонтальной ветви цепи, длина которой приблизительно равна межосевому расстоянию,

$$F_q = qa^2 / (8f) = \xi qa,$$

где q — масса цепи длиной 1 м; f — стрела провисания.

Стрелу провисания ведомой ветви новой цепи горизонтальной передачи в начале ее работы назначают небольшой, до $f = 0,02a$; в этом случае коэффициент $\xi = 6,25$ (для вертикальной ветви $\xi = 1$).

В процессе работы передачи под нагрузкой ведущая ветвь растягивается усилием

$$F_1 = F_t + F_q + F_{II} + F_d,$$

где F_t — окружная сила (полезная нагрузка); F_q — натяжение от сил тяжести; $F_{II} = qv_{II}$ — натяжение цепи от сил инерции; F_d — динамическая нагрузка в цепи от неравномерного хода (в расчетах передачи влияние F_d на работоспособность учитывают с помощью специальных коэффициентов).

Ведомая ветвь под нагрузкой растягивается усилием

$$F_2 = F_q + F_d.$$

Окружная сила

$$F_t = 2T_1 / d_1 = p / v_{II},$$

где p — мощность, передаваемая передачей.

Нагрузка на валы цепной передачи при средних скоростях движения цепи ($v_{II} < 15$ м/с)

$$F_r = kF_t,$$

где $k \approx 1,15$ для горизонтальной и $k \approx 1,05$ для вертикальной передачи.

§ 18.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧ

Числа зубьев звездочек z_1 и z_2 выбирают из условия обеспечения минимальных габаритов и более плавного хода цепи. При этом следует иметь в виду, что передача будет иметь меньшие габариты при минимальном числе зубьев малой звездочки z_1 . Но с уменьшением значения z_1 увеличиваются неравномерность хода цепи, динамические нагрузки, шум в передаче и снижается долговечность.

На основе опыта проектирования и эксплуатации передач принимают $z_1 = 29 - 2i \geq 19$. В тихоходных передачах при скорости цепи $v_n < 2$ м/с допускают $z_{1\min} = 13 \dots 15$; в передачах, испытывающих ударные нагрузки, $z_{1\min} = 23$.

Излишне большие значения z_1 способствуют повышенному износу шарниров и увеличению шага цепи («вытяжке» цепи). Для роликковых цепей (кроме ПРИ)

$$z_{1\max} = 200K / [\delta_i],$$

где $K = 2h / \delta_i$ — коэффициент высоты зуба (h — хордальная высота), обычно $K = 0,3 \dots 0,5$; $[\delta_i]$ — *допускаемое* (по условиям эксплуатации) *относительное увеличение шага цепи в %*.

Расстояние a между осями звездочек (см. рис. 18.1) оказывает влияние на работоспособность цепи, так как оно определяет частоту нагружения шарниров. При малом значении a цепь быстро изнашивается, а при большом значении a ведомая ветвь начинает колебаться из-за сильного провисания.

На практике стремятся к тому, чтобы $a = (30 \dots 50) t$.

Минимальное значение a (в мм) ограничивают значением угла обхвата цепи ($\alpha_{\min} \geq 120^\circ$):

при $i \leq 3$

$$a_{\min} = \frac{d_1 + d_2}{2} + (30 \dots 50);$$

при $i > 3$

$$a_{\min} = \frac{d_1 + d_2}{2} \frac{9 + i}{10}.$$

Требуемое число звеньев цепи (длина цепи в шагах) определяется по предвари-

тельно выбранным значениям a , t , z_1 и z_2 :

$$\omega \approx 2 \frac{a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right) \frac{t}{a}.$$

Его округляют до ближайшего целого значения (желательно четного) во избежание использования менее прочных соединительных звеньев.

Для обеспечения нормального провисания ведомой ветви цепи межосевое расстояние уменьшают на $(0,2 \dots 0,4) \%$.

§ 18.4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТЫ ПЕРЕДАЧ

Виды повреждений и критерии работоспособности. В эксплуатации передач установлено, что виды повреждений цепей и звездочек зависят от условий работы. Износ шарниров звеньев является основной причиной выхода из строя цепных закрытых передач общего машиностроения. Он приводит к увеличению шага цепи (вытяжке цепи), неправильному зацеплению и, как следствие, сползанию цепи со звездочки.

Степень износа цепи (в %) оценивают по относительному увеличению шага цепи $\delta_i = \Delta t / t$. Норма предельного износа и связанная с ней продолжительность работы передачи определяют глубиной термической или химико-термической обработки, профилем и числом зубьев большей звездочки, а также требованиями, предъявляемыми к машине по точности перемещений, неравномерности вращения и уровню вибрации, шума. Например, привод полиграфических машин допускает предельную вытяжку цепей не выше $(0,5 \dots 0,6) \%$. Предельная вытяжка цепей в машинах общего машиностроения, имеющих, как правило, $z_1 = 40 \dots 45$, ограничена $2 \dots 2,5 \%$.

Усталостные разрушения деталей цепи являются причиной выхода из строя высокоскоростных передач при обильном смазывании.

Поэтому критериями работоспособности передач будут служить износостойкость и прочность цепи.

Оценка триботехнической надежности передач. Ее производят в форме ограничения удельной нагрузки p_n в шарнире:

$$p_n \leq [p_n], \quad (18.2)$$

где $[p_n]$ — допускаемая по износостойкости удельная нагрузка в шарнире.

Расчетное давление в шарнире

$$p_n = F_t K_d / (A_{on} K_m), \quad (18.3)$$

где A_{on} — площадь проекции опорной поверхности шарнира; K_d — коэффициент динамической нагрузки ($K_d = 1$ при спокойной нагрузке и $K_d = 1, 2 \dots 1,5$ при переменной нагрузке); K_m — коэффициент, учитывающий число рядов цепи:

m	1	2	3	4
K_m	1	1,7	2,5	3

Площадь проекции опорной поверхности шарнира

$$A_{on} = b_{in} d_n \approx 0,28 t^2, \quad (18.4)$$

где b_{in} — ширина втулки диаметром d_n (см. рис. 18.3); t — шаг цепи.

На основании опыта эксплуатации и экспериментальных исследований допускаемая по износостойкости удельная нагрузка в шарнире для высоконагруженных передач $[p_n] \leq 40$ МПа. В предварительных расчетах значения $[p_n]$ можно принимать из табл. 18.1.

При проектировании передач определяют предварительное значение шага цепи

$$t = 60 \sqrt[3]{\frac{PK_d}{[p_n] n_1 z_1 K_m}}, \quad (18.5)$$

где P — мощность, передаваемая цепью, Вт.

Эта формула выводится из условия (18.2) с учетом соотношений (18.1), (18.3) и (18.4). Из расчета по этой формуле можно принимать цепь с ближайшим меньшим стандартным значением шага.

Таблица 18.1

Допускаемое давление $[p_n]$ в шарнирах в зависимости от частоты вращения малой звездочки при $z_1 = 15 \dots 30$

t , мм	$[p_n]$, МПа, при частоте n_1 , мин ⁻¹						
	≥ 50	200	400	600	800	1000	1200
12,7...15,875		31,5	28,5	26	24	22,5	21
19,5...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5
30...38,1		29	24	21	18,5	16,5	15
40...58,8		26	21	17,5	15		...

Оценка прочностной надежности передачи. Передачи часто (особенно в момент пуска) испытывают кратковременно или длительно значительные статические нагрузки. Для предотвращения чрезмерной вытяжки цепи или ее обрыва полезная окружная сила должна быть

$$F_{tmax} \leq F_{min}/n,$$

где F_{min} — минимальная разрушающая нагрузка, задаваемая для каждого размера цепи; n — коэффициент запаса; обычно $n = 3 \dots 5$.

В момент пуска машины

$$F_{tmax} = 2T_{1n}/d_1,$$

при движении цепи со скоростью v_n

$$F_{tmax} = P/v_n,$$

где T_{1n} — момент пусковой, Н·мм; d_1 — диаметр делительной ведущей звездочки окружности, мм; P — передаваемая мощность, Вт.

Оценку прочностной надежности элементов цепи по сопротивлению усталости выполняют в форме определения запаса прочности

$$n_a = \frac{\sigma_{-1} \beta_a}{\sigma_a K_a},$$

где σ_{-1} — предел выносливости при растяжении стандартного образца из материала детали; β_a — коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали (см. гл. 16); K_a — эффективный коэффициент концентрации напряжений; σ_a — амплитуда переменных напряжений в опасной точке детали.

При определении n_a влиянием среднего напряжения пренебрегают, так как начальное натяжение цепи невелико.

При оценке надежности пластин цепи

$$\sigma_a = F_{max}/(2A_{пл}),$$

где $A_{пл} = s(h-d)$ — площадь сечения пластины, ослабленной отверстием (s и h — толщина и ширина пластины; d — диаметр оси для наружной пластины или втулки для внутренней пластины).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для пластины с отверстием (с учетом посадки пластин и изгиба) $K_a = 2 \dots 2,3$.

Передачи располагают обычно в вертикальной плоскости с горизонтальным или наклонным до $40...45^\circ$ расположением линии центров (линией, соединяющей оси звездочек). Расположение цепи в других плоскостях нежелательно. Ведущей в цепной передаче может быть верхняя или нижняя ветвь.

Регулирование натяжения цепей является эффективным средством повышения долговечности цепной передачи. Предварительное натяжение цепных передач устанавливается по стреле провисания f ($f \approx 0,02$ — для горизонтальных и наклонных к горизонту до 45° передач; $f = (0,01...0,015)a$ — для передач, близких к вертикальным). Для устранения вредного влияния вытяжки цепей и сохранения предварительного натяжения и провисания в процессе эксплуатации производят периодическую регулировку натяжения. Для этого предусматривают в конструкции либо возможность перемещения опор, либо использование натяжных роликов или звездочек.

Важнейшими условиями надежной работы передачи являются параллельность валов и совпадение плоскостей звездочек.

Способы смазывания передач зависят от скорости цепи. *Периодическое смазывание* (масленкой, капельным способом) допускается при скорости цепи $v_{ц} < 6$ м/с, *масляная ванна* — при $v_{ц} = 6...8$ м/с и *циркуляционное смазывание* необходимо при $v_{ц} > 8$ м/с как для снижения интенсивности развития контактной коррозии, так и для охлаждения цепи.

Вопросы для самопроверки

1. Каково назначение цепных передач и их преимущества перед ременными передачами?
2. Какие типы цепей используют в передачах?
3. Какие виды повреждений распространены в передачах и какие критерии используют для оценки их работоспособности?

§ 19.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Передача винт — гайка представляет собой кинематическую винтовую пару, которую используют в различных машинах и приборах для преобразования с большой плавностью и точностью хода вращательного движения в поступательное.

Механизмы часто применяют в качестве подъемных (домкраты и др.) и нагружающих устройств (прессы и др.), так как с их помощью можно сравнительно просто получать большие усилия (500...1000 кН) при малых перемещениях.

Простейший механизм (рис. 19.1, а) содержит два звена: стойку — *неподвижную гайку 1* и подвижное звено — *винт 2*, обладающее винтовым движением. Механизм используют на практике для создания силы. В механизмах, показанных на рис. 19.1, б, в, оба звена, составляющих винтовую пару, подвижны. В первом из них вращение гайки вызывает поступательное перемещение винта, а во втором — вращение винта приводит к поступательному перемещению гайки. Эти две схемы передач распространены на практике, так как передача вращательного движения на гайку или винт не вызывает технических трудностей.

Используют механизмы с резьбой различных профилей. В силовых механизмах большее распространение получила *трапецеидальная резьба*, в механизмах приборов — *метрическая резьба*, а в механизмах и устройствах прессов и прокатных станков — *упорная резьба*.

Достоинства механизмов: простота конструкций, плавность и точность хода, большое передаточное отношение, а также возможность самоторможения. Однако их КПД сравнительно низкий.

Ходовые винты изготавливают из высокоуглеродистых сталей 40, 45, 50, 40ХН, 50ХГ, 65Г и др. с закалкой до твердости более 50 HRC. Гайки изготавливают из оловянистых бронз Бр010Ф1, Бр06Ц6С3 и др. при высоких скоростях вращения (0,1...0,25 м/с), а при малых скоростях