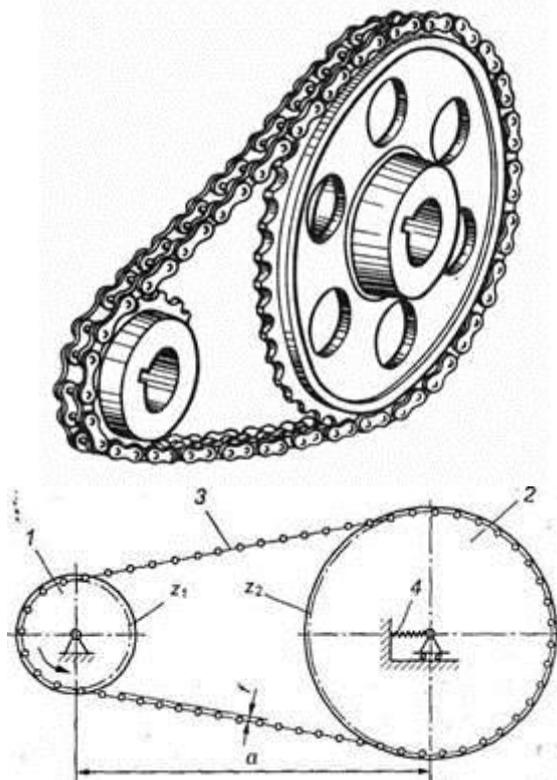


## Раздел 15. Цепные передачи.

### Общие сведения

Передачу вращательного движения между параллельными валами, осуществляемую с помощью двух колес — звездочек 1 и 2 и охватывающей их бесконечной цепи 3, называют **цепной передачей** (рис. 1). Служат для передачи вращения между удаленными друг от друга параллельными валами. Цепь в отличие от ремней изгибается только в одной плоскости, поэтому звездочки устанавливаются на строго параллельных валах.



**Рис.1. Цепная передача: 1 — ведущая звездочка; 2 — ведомая звездочка; 3 — цепь; 4 — натяжное устройство**

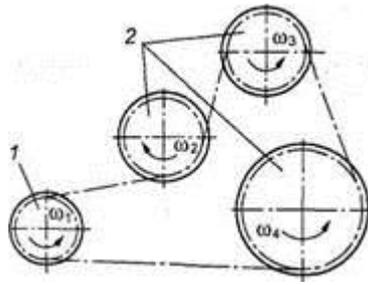
Цепная передача, как и ременная, принадлежит к числу передач с гибкой связью. Гибким звеном в этом случае является цепь, входящая в зацепление с зубьями звездочек. Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или «гибкость» цепи. Зацепление обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с ременной передачей.

*Цепную передачу можно классифицировать как передачу зацеплением с гибкой связью* (ременная — трением с гибкой связью). Зацепление позволяет обойтись без предварительного натяжения цепи. В конструкции цепных передач для компенсации удлинения цепи при вытяжке и обеспечения эксплуатационной стрелы провисания  $f$  ведомой ветви иногда предусматривают специальные натяжные устройства (см. рис.1). Кроме перечисленных основных элементов, цепные передачи включают смазочные устройства и ограждения.

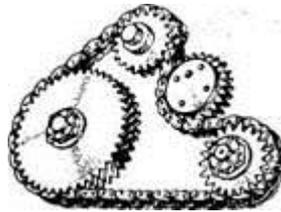
Угол обхвата звездочки цепью не имеет такого решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем в ременной передаче.

Цепные передачи можно использовать как при больших, так и при малых межосевых расстояниях. Они могут передавать мощность от одного ведущего звена 1 нескольким звездочкам 2 (рис.2.1).

Их выполняют как понижающими, так и повышающими (например, повышающая передача к заднему колесу велосипеда). В приводах их устанавливают как понижающие, обычно после редуктора.



**Рис.2.1. Схема многозвенной передачи: 1 — ведущая звездочка; 2 — три ведомых звездочки**

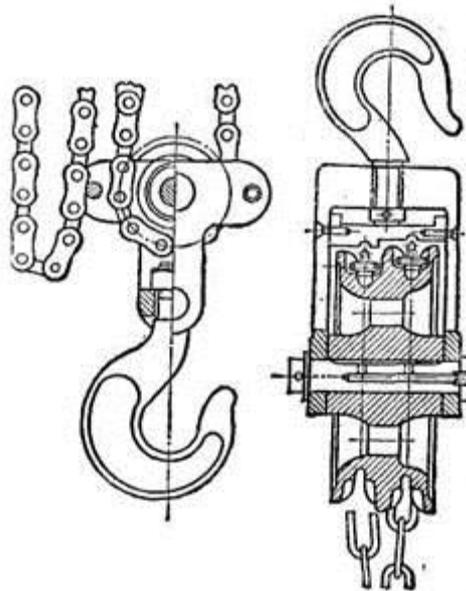


**Рис.2.2. Многозвенная передача**

### **Классификация**

В машиностроении и народном хозяйстве находят применение следующие группы цепей:

**грузовые** (рис.3.1), применяемые для подвески, подъема и опускания груза в различных подъемно-транспортных механизмах при скоростях, не превышающих 0,25...0,5 м/с и больших нагрузках, их выполняют круглозвенными или простыми пластинчатыми.



**Рис.3.1. Грузовая цепь**

**тяговые** (рис.3.2), применяемые для транспортировки грузов (транспортеры, элеваторы, бревнотаски, приводные рольганги, эскалаторы) при небольших скоростях – до 2...4 м/с. Состоят из пластин простой



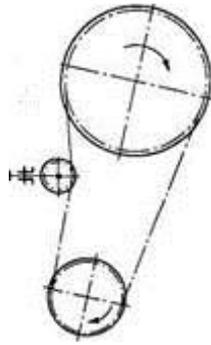


Рис. 6. Цепная передача с натяжным роликом

5. По способу регулирования провисания цепи: с натяжным устройством (см. рис. 1); с натяжной звездочкой (роликом, рис.6).
6. По конструктивному исполнению: открытые (см. рис.3), закрытые (рис.7).
7. По характеру изменения частоты вращения ведомого вала – понижающие и повышающие.
8. По количеству ведомых звездочек – нормальные (одна ведомая звездочка) и специальные (несколько ведомых звездочек).

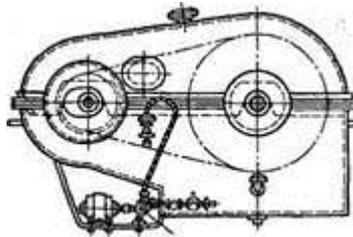


Рис.7. Установка с цепной передачей

### Достоинства и недостатки

#### Достоинства:

- большая прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяет передать цепью большие нагрузки с постоянным передаточным числом и при значительно меньшем межосевом расстоянии (передача более компактна);
- возможность передачи движения одной цепью нескольким звездочкам;
- по сравнению с зубчатыми передачами — возможность передачи вращательного движения на большие расстояния (до 8 м);
- меньшая в 2 раза, чем в ременных передачах, радиальная нагрузка на валы;
- сравнительно высокий КПД ( $\eta_{\max} \gg 0,9 \div 0,98$ );
- могут осуществлять передачу значительных мощностей (до нескольких тысяч киловатт);
- допускают скорости движения цепи до 35 м/с и передаточные числа до  $u=10$ .
- отсутствие скольжения;
- меньшие габариты, чем у ременных передач, особенно по ширине;
- малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении;
- возможность легкой замены цепи.

#### Недостатки:

- сравнительно высокая стоимость цепей;
- невозможность использования передачи при реверсировании без остановки;
- передачи требуют установки на картерах;
- сложность подвода смазочного материала к шарнирам цепи;
- скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения. Основной причиной этого недостатка является то, что цепь состоит из отдельных звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многоугольнику. В связи с этим скорость цепи при равномерном вращении звездочки не постоянна. На рис. 8 показаны скорости шарниров цепи и зубьев звездочки. В данный момент, когда шарнир *A* находится в зацеплении, скорость шарнира  $v_{\text{ц}}$  и окружная скорость звездочки  $v_3$  в точке, совпадающей с центром, шарнира, равны. Разложим эту скорость на две составляющие:  $v_{\text{ц}}'$  направленную вдоль ветви цепи, и  $v_{\text{ц}}''$  перпендикулярную к цепи. Движение ведомой звездочки определяется скоростью  $v_{\text{ц}}' = v_3 \cos \alpha$ . Поскольку величина угла  $\alpha$  изменяется в пределах от  $-\pi/z_1$  (момент входа в зацепление шарнира *A*) до  $\pi/z_1$  (момент входа в зацепление шарнира *B*), то изменяется и

скорость  $v_{ц}'$ , а это является причиной *непостоянства передаточного отношения  $i$*  и дополнительных динамических нагрузок в передаче.

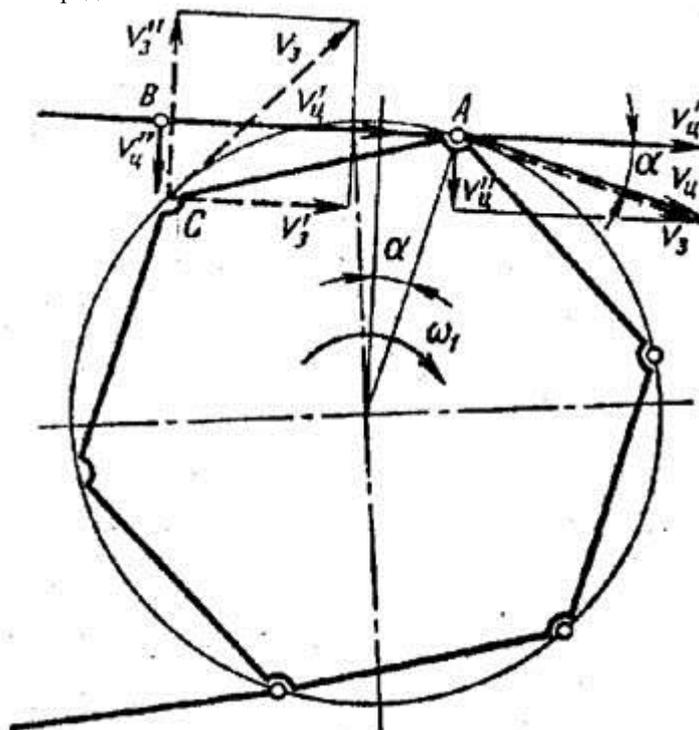


Рис.8

- повышенный шум, особенно на высоких скоростях, вследствие удара звена цепи при входе в зацепление и дополнительные динамические нагрузки из-за многогранности звездочек; Со скоростью  $v_{ц}'' = v_3 \sin \alpha$  связаны поперечные колебания ветвей цепи. В момент входа в зацепление шарнира  $B$  с зубом  $C$  вертикальные составляющие их скоростей  $v_{ц}''$  и  $v_3''$ , направлены навстречу друг другу, соприкосновение шарнира с зубом сопровождается ударом. Последовательные удары являются причиной шума передачи и разрушения шарниров цепи и зубьев звездочек. Для ограничения вредного влияния ударов выработаны рекомендации по выбору шага цепи в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки.

- они работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах и, следовательно, с неизбежным их износом, существенным при плохом смазывании и попадании пыли и грязи. За один пробег в каждом шарнире совершаются четыре поворота: два на ведущей и два на ведомой звездочках. Эти повороты вызывают износ втулок и валиков шарниров. Износ цепи и зубьев звездочек связан и с перемещением шарниров по профилю зуба в процессе зацепления. Это приводит к вытягиванию цепи, для устранения последствий которого требуется применение натяжных устройств. Для уменьшения износа необходимо следить за удовлетворительной смазкой шарниров.

- они требуют более высокой точности установки валов, чем клиноременные передачи, во избежание соскакивания цепи со звездочки и более сложного ухода — смазывания, регулировки.

### Область применения

Современные цепные передачи могут передавать большие мощности (до 5 тыс. кВт) при сравнительно высоких скоростях (до 25—30 м/с). Цепные передачи применяют: а) при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес, не вызываемых необходимостью получения нужного передаточного отношения; б) при жестких требованиях к габаритам или в) при необходимости работы без проскальзывания (препятствующего применению клиноременных передач).

Цепные передачи широко распространены в транспортирующих устройствах (конвейерах, элеваторах, мотоциклах, велосипедах), в приводах станков и сельскохозяйственных машин, в химическом, горнорудном и нефтепромышленном машиностроении.

Кроме цепных приводов, в машиностроении применяют цепные устройства, т.е. цепные передачи с рабочими органами (ковшами, скребками) в транспортерах, элеваторах, экскаваторах и других машинах.

Ответственные цепные передачи выполняют закрытыми, заключенными в жесткий корпус, который служит масляной ванной.

Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

### Конструкции приводных цепей и звездочек

Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работы подразделяют на две группы: приводные и тяговые. Цепи стандартизованы, их производят на специализированных заводах. Выпуск только приводных цепей в России превышает 80 млн. м в год. Ими оснащается ежегодно более 8 млн. машин.

Приводные цепи осуществляют передачу движения непосредственно от источника энергии к рабочему органу или через промежуточные устройства. Конструктивно они делятся на *роликовые*, *втулочные* и *зубчатые* (табл.1). В СНГ приводные цепи стандартизованы и изготавливаются на специализированных заводах. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой — разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм (т. е. ~1 дюйму)

В России изготавливают следующие приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—75\* (рис.8.1):

ПРЛ - роликовые однорядные нормальной точности;

ПР - роликовые повышенной точности;

ПРД - роликовые длиннозвенные;

ПВ - втулочные;

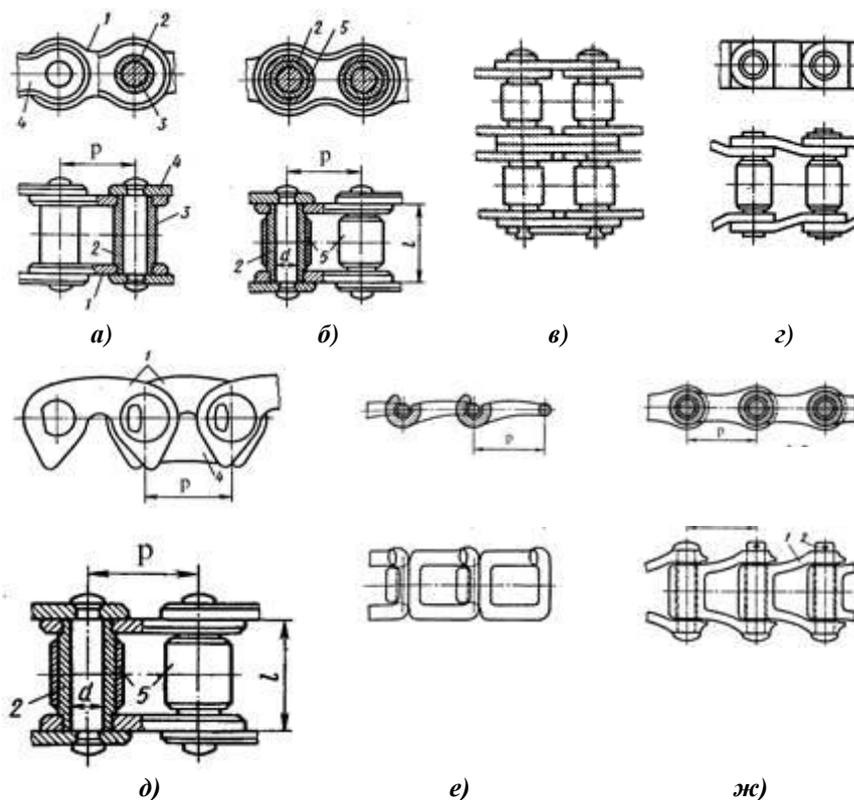
ПРИ - роликовые с изогнутыми пластинами,

ПРУ - однорядные усиленные;

ПРИ – с изогнутыми пластинами,

двух (2ПР)-, трех (3ПР)-и четырехрядные (4ПР),

а также роликовые цепи по ГОСТ 21834—76\* для буровых установок (в быстроходных передачах).



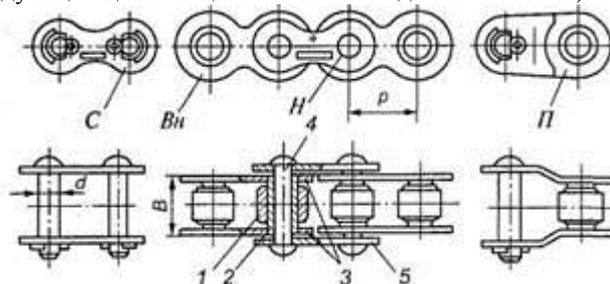
**Рис.8.1. Виды приводных цепей: а – втулочная однорядная, б – роликовая однорядная, в – роликовая двухрядная, г – роликовая с изогнутыми пластинами, д – зубчатая, е – фасонозвенная крючковая, ж – фасонозвенная штыревая.**

**Роликовая цепь** (рис.9) состоит из наружных  $H$  и внутренних  $B_n$  звеньев (каждое из которых состоит из двух пластин), шарнирно соединенных с помощью валиков и втулок. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются. Сцепление со звездочкой осуществляется роликом  $I$ , свободно сидящим на

втулке 2, запрессованной в пластины 3 внутреннего звена. Валик 4 запрессован в пластины 5 наружного звена. Валики (оси) цепей выполняют ступенчатыми или гладкими. Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны. Концы цепи соединяют соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья, которые, однако, слабее, чем основные. Поэтому обычно стремятся применять цепи с четным числом звеньев. Соединительное звено С служит для соединения двух концов цепи с четным числом шагов, а переходное звено П — с нечетным. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Пластины очерчивают контуром, напоминающим цифру 8 и приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению. Наружное и внутреннее звенья в сборе образуют вращательную кинематическую пару. Пластины имеют форму тел равного сопротивления.

Роликовые цепи имеют самое широкое распространение, их применяют при скоростях  $v \leq 15$  м/с. В дальнейшем будут рассматриваться только такие цепи.

Материал пластин роликовых цепей — сталь 50 (с закалкой до  $HRC\ 38-45$ ); валиков, втулок, роликов — стали 15, 20, 25 (с последующей цементацией и закалкой до  $HRC\ 52-60$ ).



**Рис. 9. Роликовая цепь: 1 — ролик; 2 — втулка; 3 — пластины внутреннего звена; 4 — валик; 5 — пластины наружного звена**

В машиностроении чаще применяют однорядные роликовые цепи (см. рис.4, а и 9). При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Многорядные цепи (двухрядные — см. рис.4, б) содержат несколько ветвей однорядных цепей, соединенных удлиненными валиками. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей почти пропорциональны числу рядов.

**Роликовые цепи нормальной точности** ПРЛ стандартизированы в диапазоне шагов 15,875...50,8 и рассчитаны на разрушающую нагрузку на 10...30% меньше, чем у цепей повышенной точности.

**Длиннозвенные роликовые цепи** ПРД выполняют в удвоенном шаге по сравнению с обычными роликовыми. Поэтому они легче и дешевле обычных. Их целесообразно применять при малых скоростях, в частности, в сельскохозяйственном машиностроении.

**Роликовые цепи с изогнутыми пластинами** ПРИ набирают из одинаковых звеньев, подобных переходному звену. В связи с тем, что пластины работают на изгиб и поэтому обладают повышенной податливостью, эти цепи применяют при динамических нагрузках (ударах, частых реверсах и т. д.). Деформирование пластин способствует гашению ударов.

*Примеры условных обозначений:*

- цепь приводная роликовая однорядная нормальной серии (ПР) шаг  $t=19,05$  мм с разрушающей нагрузкой  $F_p=3180$  кгс:

*Цепь ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568-75*

- цепь приводная роликовая трехрядная нормальной серии (ЗПР) шаг  $t=44,45$  мм с разрушающей нагрузкой  $F_p=51720$  кгс:

*Цепь ЗПР-44,45-51720 ГОСТ 13568-75*

- цепь приводная роликовая однорядная длиннозвенная серии (ПРД) шаг  $t=38,1$  мм с разрушающей нагрузкой  $F_p=2950$  кгс:

*Цепь ПРД-38,1-2950 ГОСТ 13568-75.*

**Втулочные цепи** (рис.10) по конструкции аналогичны предыдущим. Эти цепи отличаются от роликовых отсутствием ролика, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира. В зацепление с зубьями звездочки входит непосредственно втулка; изнашивание звездочки значительно большее, чем при использовании роликовой цепи. Эти цепи изготовляют с шагом только 9,525 мм и применяют, в частности, в мотоциклах и в автомобилях (привод к

распределительному валу). Цепи показывают достаточную работоспособность. Втулочные цепи применяют при  $v \leq 1$  м/с.

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают: тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа (например, Цепь ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568 -75\*). У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

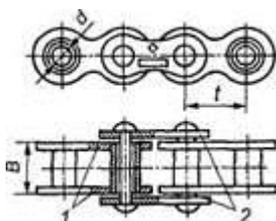


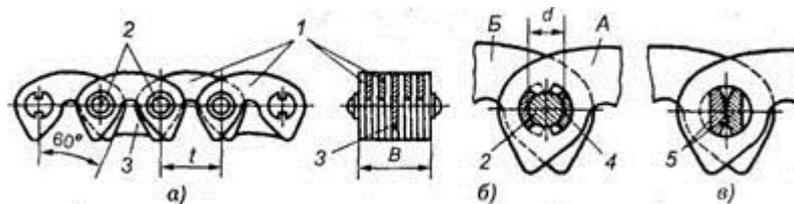
Рис. 10. Втулочная цепь: 1 — пластины внутреннего звена; 2 — пластины наружного звена

Таблица 1. Основные технические характеристики приводных цепей

Параметр	Роликовые и втулочные однорядные нормальные по ГОСТ 13568-75 (звездочки по ГОСТ 591-69)							Зубчатые по ГОСТ 13552-81 (звездочки по ГОСТ 13576-68)				
		12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	50,8	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Шаг, мм		12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	50,8	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Разрушающая нагрузка $F$ , кН	4,5	17,8	22,1	31,0	55,1	86,2	223,1	23,6-52,7	38,7-88,7	71,6-140,8	115,7-215,6	170,6-302,7
Ширина внутреннего звена $B_0$ или ширина цепи $B$ , мм	3,0	5,4	6,48	12,70	15,68	19,05	31,75	22,5-52,5	30-70	45-93	57-105	69-117
Диаметр валика $d$ , мм	2,31	4,45	5,08	5,96	7,95	9,55	14,29	3,45	3,9	4,9	5,9	7,9
Масса 1 м цепи $q$ , кг	0,20	0,65	0,80	1,9		3,8	9,70	1,3-3,0	2,2-5,0	3,9-8,0	6,5-12,0	10-16,7
Допускаемый коэффициент запаса прочности $[s]$ при частоте вращения, об/мин	До 50	-	7	7	7	7	7	7	20	20	20	20
	400	-	8,5	8,5	9,3	9,3	10,2	11,7	24	24	26	26
	800	-	10,2	10,2	11,7	11,7	14,8	16,3	29	29	33	33
	1000	-	11,0	11,0	12,9	12,9	16,3	-	31	31	36	36
	1200	-	11,7	11,7	14	14	19,5	-	33	33	40	40
	1600	-	13,2	13,2	-	-	-	-	37	37	46	46
	2800	-	18,0	18,0	-	-	-	-	51	51	-	-
Допускаемое давление* в шарнирах цепей $[p]$ , МПа, при частоте вращения, об/мин	До 50	-	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	19,6	19,6	19,6	19,6
	400	-	28,1	28,1	25,7	25,7	23,7	20,6	16,1	16,1	14,7	14,7
	800	-	23,7	23,7	20,6	20,6	28,1	14,7	13,7	13,7	11,8	11,8
	1000	-	22,0	22,0	18,6	18,6	16,3	-	12,9	12,9	10,8	10,8
	1200	-	20,6	20,6	17,2	17,2	14,7	-	11,8	11,8	9,81	9,81
	1600	-	18,1	18,1	14,7	14,7	-	-	10,3	10,3	8,43	8,43
	2800	-	13,4	13,4	-	-	-	-	7,6	7,6	-	-
Наибольшие допустимые частоты вращения - малой звездочки, об/мин при числе зубьев $z$	15	-	2300	1900	1350	1150	1000	600	-	-	-	-
	23	-	2500	2100	1500	1250	1100	650	-	-	-	-
	30	-	2600	2200	1550	1300	1100	700	-	-	-	-
	17-35	-	-	-	-	-	-	-	3300	2650	2200	1650
Допустимое число ударов $[U]$ за 1 с	-	60	50	35	30	25	15	80	65	50	30	25
Рекомендуемая, наибольшая скорость $v$ , м/с		Для роликовых цепей до 15				для втулочных до 1					25	
Рекомендуемые числа зубьев меньшей звездочки $z$ при передаточном числе	1-2				30-27						40-35	
	2-3				27-25						35-31	
	3-4				25-23						31-27	
	4-5				23-21						27-21	
	5-6				21-16						23-19	

	>6			17-15					19-27	
Примечание: *При втулочно-роликовой цепи $\overline{z_1} = 15 \div 30$ ; при зубчатой $\overline{z_1} = 17 \div 35$ .										

**Зубчатые цепи** (рис. 11) состоят из набора зубчатых пластин 1, шарнирно соединенных между собой с помощью валиков 2 (рис. 11, а). Каждая пластина имеет по два зуба со впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочие (внешние) поверхности зубьев этих пластин (поверхности контакта со звездочками), ограничены плоскостями и наклонены одна к другой под углом вклинивания  $\alpha$ , равным  $60^\circ$ . Этими поверхностями каждое звено садится на два зуба звездочки. Зубья звездочек имеют трапециевидный профиль. Для предохранения цепи от схода со звездочек предусмотрены внутренние направляющие пластины 3. Количество пластин 1 зависит от передаваемой мощности. Пластины в звеньях раздвинуты на толщину одной или двух пластин сопряженных звеньев. Эти пластины изготовляют из стали 50 с закалкой до  $HRC\ 38-45$ .



**Рис. 11. Зубчатая цепь: 1 — пластины; 2 — валики; 3 — направляющие пластины; 4 — шарнир; 5 — призмы**

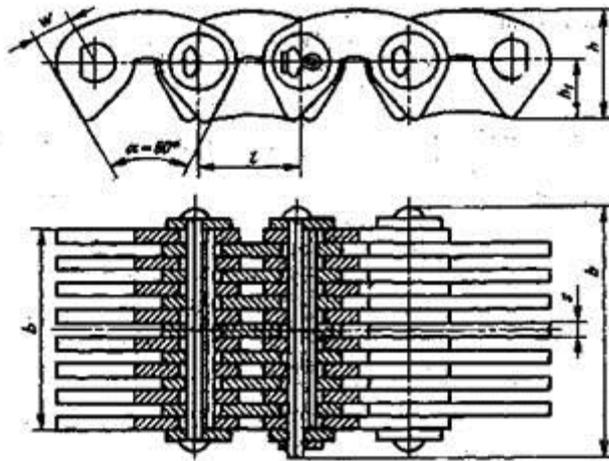
Зубчатые цепи поставляют с шарниром 4 (трения скольжения, см. рис. 11, б) или шарниром 5 (призмы, закрепленные в пластинах) (трения качения, см. рис. 11, в). В настоящее время в основном изготовляют цепи с шарнирами качения, которые стандартизованы (ГОСТ 13552—81\*). Для образования шарниров в отверстия звеньев вставляют призмы с цилиндрическими рабочими поверхностями. Призмы опираются на лыски. При специальном профилировании отверстия пластин и соответствующих поверхностей призм можно получить в шарнире практически чистое качение. Имеются экспериментальные и эксплуатационные данные о том, что ресурс зубчатых цепей с шарнирами качения во много раз выше, чем цепей с шарнирами скольжения.

Во избежание бокового сползания цепи со звездочек предусматривают направляющие пластины, представляющие собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звездочек. Применяют внутренние или боковые направляющие пластины. Внутренние направляющие пластины требуют проточки соответствующей канавки на звездочках. Они обеспечивают лучшее направление при высоких скоростях и имеют основное применение. Вкладыш 4 и призмы 5 изготовляют из цементуемых сталей 15 и 20 с закалкой до  $HRC\ 52-60$ . В зависимости от расположения зубьев цепи бывают односторонними (см. рис. 11) и двусторонними (см. рис. 3).

Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, повышенная кинематическая точность и допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

Параметры приводной зубчатой цепи показаны в табл. 2.

**Таблица 2. Цепи зубчатые с односторонним зацеплением и шарнирами качения (по ГОСТ 13552-81)**



Размеры, мм

Общие параметры цепи	$b$	$b_1$	$b_2$	$Q$ , кН	$q$ , кг/м
$t = 12,7$ $h = 13,4$ ; $h_1 = 7,0$ ; $s = 1,5$ ; $w = 4,76$	22,5	28,5	31,5	26	1,31
	28,5	34,5	37,5	31	1,60
	34,5	40,5	43,5	36	2,00
	40,5	46,5	49,5	42	2,31
	46,5	52,5	55,5	49	2,70
	52,5	58,5	61,5	56	3,00
$t = 15,875$ ; $h = 16,7$ ; $h_1 = 8,7$ ; $s = 2,0$ ; $w = 5,95$	30,0	38,0	41,0	41	2,21
	38,0	46,0	49,0	50	2,71
	46,0	54,0	57,0	58	3,30
	54,0	62,0	63,0	69	3,90
	62,0	70,0	73,0	80	4,41
	70,0	78,0	81,0	91	5,00
$t = 19,05$ ; $h = 20,1$ ; $h_1 = 10,5$ ; $s = 3,0$ ; $w = 7,14$	45,0	54,0	56,0	74	3,90
	57,0	66,0	68,0	89	4,90
	69,0	78,0	80,0	105	5,91
	81,0	90,0	92,0	124	7,00
	93,0	102,0	104,0	143	8,00
$t = 25,4$ ; $h = 26,7$ ; $h_1 = 13,35$ ; $s = 3,0$ ; $w = 9,52$	57,0	66,0	68,0	101	8,40
	75,0	84,0	86,0	132	10,80
	93,0	102,0	104,0	164	13,20
	111,0	120,0	122,0	196	15,40
$t = 31,75$ $h = 33,4$ ; $h_1 = 16,7$ ; $s = 3,0$ ; $w = 11,91$	75,0	85,0	88,0	166	14,35
	93,0	103,0	106,0	206	16,55
	111,0	121,0	124,0	246	18,80
	129,0	139,0	142,0	286	21,00

Примечание:  $Q$  - разрушающая нагрузка, кН :  $q$  - масса одного метра цепи, кг/м.  
 Пример условного обозначения зубчатой цепи типа 1 (с односторонним зацеплением) с шагом  $t = 15,875$ ,  $Q = 69$  кН,  $b = 54$  мм:  
 Цепь ПЗ-1-15, 875-69-54 ГОСТ 13552-81

**Крючковые цепи** составляется из одних звеньев специальной формы без дополнительных деталей. Соединение звеньев производится при боковом перемещении их с наклоном звеньев друг к другу под углом  $60^\circ$ .

**Втулочно-штырьевые цепи** собираются из чугуновых звеньев с помощью стальных штырей, фиксируемых шплинтами. Эти цепи широко применяются в сельскохозяйственном машиностроении.

**Звездочки для приводных цепей.** По конструкции звездочки напоминают зубчатые колеса. Профиль их зубьев зависит от типа цепи. Звездочки роликовой и втулочной цепей (рис.12) имеют рабочий профиль зуба, очерченный дугой окружности; звездочки зубчатых цепей (рис.13) — прямолинейный рабочий профиль. В связи с тем, что зубья звездочек в роликовых передачах имеют относительно небольшую ширину, звездочек в роликовых передачах имеют относительно небольшую ширину, звездочки нередко изготовляют из диска и ступицы, соединяемых болтами, заклепками или сваркой.

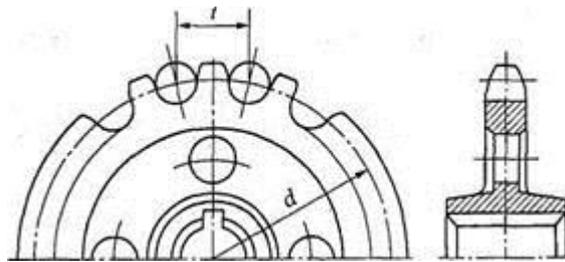


Рис. 12. Звездочка втулочной и роликовой цепей

Для облегчения замены после износа, звездочки, устанавливаемые на валах между опорами, в машинах с трудной разборкой делают разъемными по диаметральной плоскости. Плоскость разреза проходит через впадины зубьев, для чего числа зубьев звездочки приходится выбирать чётным. Долговечность и надежность цепей передачи во многом зависит от правильного выбора профиля зубьев звездочки, ее параметров, материала и термической обработки.

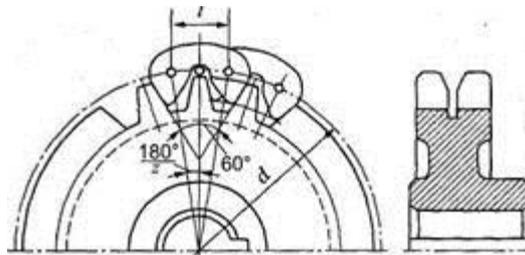


Рис.13. Звездочка зубчатой цепи

Профиль зубьев звездочки должен обеспечивать их надежное зацепление с цепью и отличаться высокой износостойкостью. Звездочки цепных передач профилируются в зависимости от типа цепи по ГОСТ 591-69, предусматривающему износоустойчивые профили без смещения (рис. 13.1,а) для кинематически точных передач и со смещением для остальных передач (рис. 13.1,б). Профиль со смещением отличается тем, что впадина между зубьями очерчена из двух центров, смещенных на величину  $l = 0,03t$ . Профилирование звездочек передач с зубчатыми цепями (ГОСТ 13576-81) значительно проще, так как рабочие профили зубьев прямолинейны (рис. 13.5).

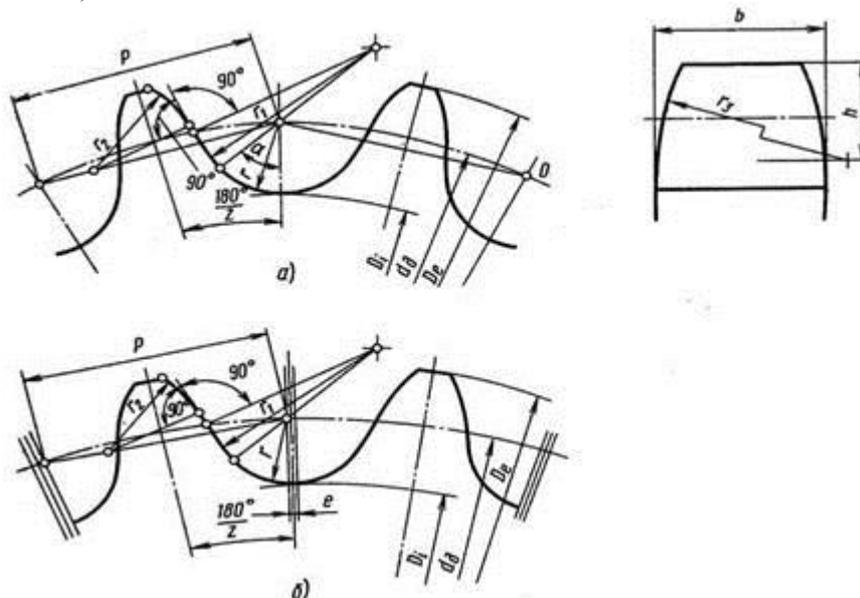
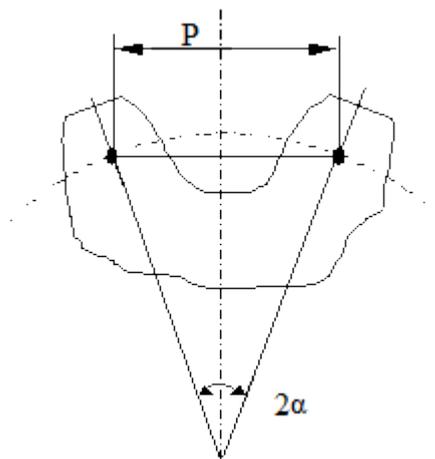
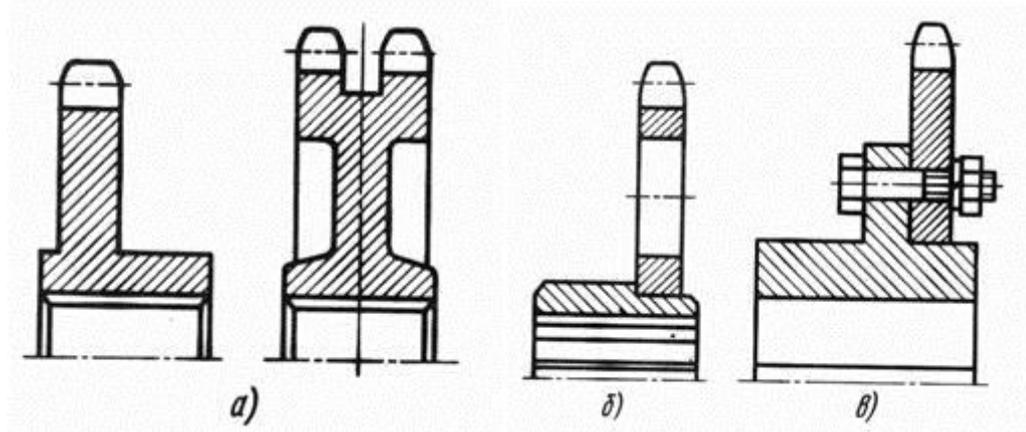


Рис.13.1.Профиль зубьев звездочки а) без смещения, б) со смещением



**Рис. 13.2. Определение диаметра делительной окружности звездочки для зубчатых цепей**

Конструкции звездочек показаны на рис. 13.3. Звездочки небольших и средних размеров изготавливают из штампованных заготовок (рис. 13.3,а). Звездочки больших размеров  $d_0 \geq 200$  мм можно выполнять составными, соединяя ступицы и диски сваркой (рис.13.3, б) или болтами (рис.13.3, в).



**Рис. 13.3. Конструкции звездочек**

Важным фактором для увеличения долговечности цепной передачи является правильный выбор числа зубьев меньшей звездочки. При малом числе зубьев плавность передачи снижается, наблюдается повышенное изнашивание цепи из-за большого угла поворота шарнира и значительных динамических усилий. При износе шарниров и увеличении в связи с этим шага цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем выше, чем больше число зубьев звездочки. При большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зуб цепь соскакивает с ведомой звездочки.

Рекомендуемые числа зубьев меньшей звездочки  $z_1$  в зависимости от передаточного числа приведены в табл.1. Максимальное число зубьев большей звездочки  $z_2$  также ограничено: для втулочной цепи  $z_2 < 90$ ; для роликовой  $z_2 < 120$ ; для зубчатой  $z_2 < 140$ . Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Материал звездочек выбирают в зависимости от назначения и конструкции передачи. Звездочки с большим числом зубьев тихоходных передач (до 3 м/с) при отсутствии ударных нагрузок допустимо изготавливать из чугуна марки СЧ 20, СЧ 30 с закалкой. В неблагоприятных условиях с точки зрения износа, например в сельскохозяйственных машинах, применяют антифрикционный и высокопрочный чугун с закалкой. Для изготовления ведущих звездочек с малым числом зубьев ( $z_2 < 30$ ) неответственного назначения применяют сталь 20 (цементация, закалка, отпуск); ответственного назначения — сталь 40, 50 (закалка, отпуск); при повышенных передаваемых нагрузках сталь 40Х, 45Х, 45ХН (закалка, отпуск). Для ведомых звездочек больших диаметров с большим числом зубьев ( $z_2 > 50$ ), кроме перечисленных материалов, может быть применен серый чугун СЧ15, СЧ20, СЧ35 и др. При необходимости бесшумной и плавной работы передач мощностью  $P \leq 5$  кВт и  $v \leq 8$  м/с можно изготавливать венцы звездочек из пластмасс — текстолита, полиформальдегида, полиамидов, что приводит к снижению шума и к повышению долговечности цепей (в связи со снижением динамических нагрузок). Вследствие невысокой прочности пластмасс применяют также металлопластмассовые звездочки.

Основными материалами для изготовления звездочек являются среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости

45...55HRC<sub>3</sub> или цементуемые стали 15, 20X, 12ХН3А с цементацией на 1...1,5 мм и закалкой до HRC<sub>3</sub> 55...60. Звездочки с большим числом зубьев тихоходных передач (до 3 м/с) при отсутствии ударных нагрузок допустимо изготавливать из чугуна СЧ20, СЧ30 с закалкой.

### Тяговые цепи

Тяговые цепи подразделяют на три основных типа: пластинчатые по ГОСТ 588—81\*; разборные по ГОСТ 589 85; круглозвенные (нормальной и повышенной прочности) соответственно по ГОСТ 2319—81.

**Пластинчатые цепи** служат для перемещения грузов под любым углом к горизонтальной плоскости в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.). Они обычно состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без втулок; для них характерны большие шаги, так как боковые пластины часто используют для закрепления полотна транспортера. Скорости движения цепей этого типа обычно не превышают 2...3 м/с.

**Круглозвенные цепи** используют в основном для подвеса и подъема грузов.

Существуют специальные цепи, передающие движение между звездочками с взаимно перпендикулярными осями. Валики (оси) двух соседних звеньев такой цепи взаимно перпендикулярны.

Все цепи стандартизованы в мировом масштабе. Основным параметром является шаг цепи  $t$ , который выражается в миллиметрах или дюймах. В таблицах ГОСТа приводятся также стандартные ширины цепей, минимальное число зубьев звездочки, предельное число оборотов, допускаемые нагрузки и вес.

### Цепные вариаторы

**Цепные вариаторы**, как и фрикционные, предназначены для бесступенчатого изменения передаточного числа. Они выполняются в закрытом корпусе и состоят из двух пар раздвижных зубчатых конусов 1, 2 и охватывающей их цепи 3 специальной конструкции с выдвигаемыми пластинами, входящими в пазы конусов (рис. 14.1). Регулирование передаточного числа осуществляется сближением одной пары звездочек-конусов и раздвижением другой. При этом цепь меняет свое положение на конусах. Все звездочки-конусы 1, 2 изготовляют одинаковых размеров  $z^k = 60$ . Мощность, передаваемая такими вариаторами, достигает 70 кВт;  $v = 6...10$  м/с;  $\eta = 0,85...0,95$  с диапазоном регулирования

$$D = \frac{n_{max}}{n_{min}} \leq 7.$$

Разновидность *цепных вариаторов* — **фрикционные цепные вариаторы**. Отличаются они тем, что конусы выполняются гладкими, а цепи вместо поперечных пластин включают ролики, заменяющие колодки, имеющиеся во фрикционных вариаторах. Эти вариаторы имеют диапазон регулирования  $D < 10$ . По сравнению с фрикционными вариаторами цепные сложнее в изготовлении, поэтому их применение в машиностроении ограничено.

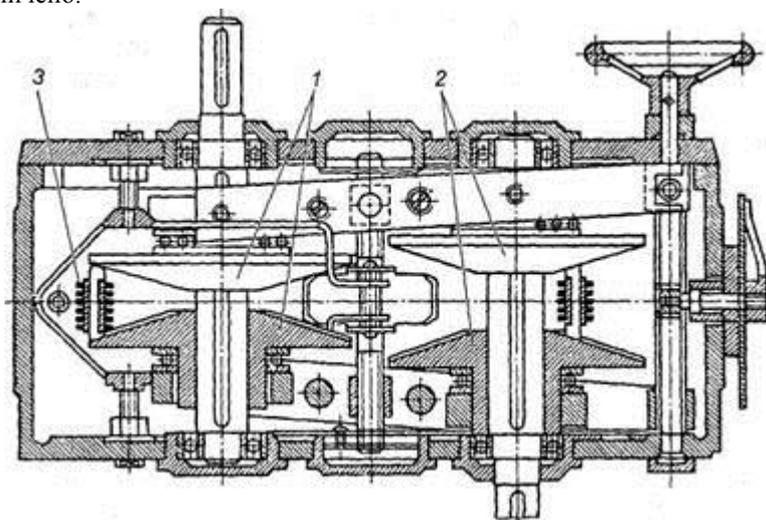


Рис. 14.1. Цепной вариатор

### Основы работы передачи

Окружное усилие в цепной передаче передается за счет сил давления зубьев ведущей звездочки на звенья цепи и затем давлением звеньев ведущей ветви на зубья ведомой звездочки.

В процессе работы ведущая ветвь цепи испытывает постоянную нагрузку  $S_1$ , которая состоит из полезной силы  $P$  и натяжения ведомой ветви  $S_2$ .

$$S_1 = P + S_2.$$

Напряжение  $S_2$  можно определить из условия равновесия цепи (рис.14.2). При этом вес ( $q$ ) одного погонного метра цепи принимается для простоты как вес на длине, равной межосевому расстоянию ( $a_w$ ). Стрела провисания – ( $f$ ).

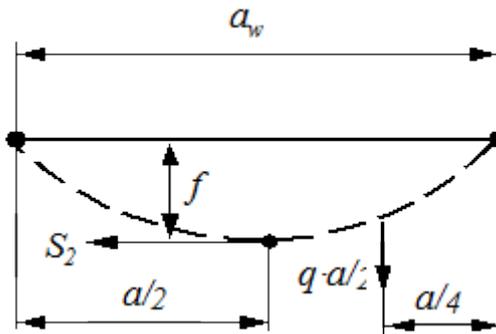


Рис.14.2. Определение усилия натяжения цепи

Уравнение моментов

$$S_2 = \frac{q \cdot a^2}{8f}.$$

Обычно  $S_2$  составляет менее 10% от  $P$ .

Обозначим

$$\frac{a}{8f} = k_f,$$

где  $k_f$  – коэффициент провисания

и получим

$$S_2 = k_f \cdot q \cdot a.$$

Принимая  $f = 0,02 \cdot a$ , получим для горизонтальной передачи ( $Q = 0$ )  $k_f = 6$ , при  $Q \leq 40^\circ$   $k_f = 4$ , при  $Q > 40^\circ$   $k_f = 2$ , а при  $Q = 90^\circ$   $k_f = 1,0$ .

Натяжение цепи от центробежной силы определяется и учитывается при  $V > 5$  м/с.

$$S_{ц} = \frac{q \cdot V^2}{g},$$

где  $V$  – скорость цепи, м/с

$g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение силы тяжести.

Каждое звено ведет цепь при повороте звездочки на один угловой шаг, а затем уступает место следующему звену. В связи с этим скорость цепи при равномерном вращении звездочки не постоянна. Она максимальна в положении звездочки, когда ее радиус, проведенный через шарнир, перпендикулярен ведущей ветви.

В произвольном угловом положении звездочки, когда ведущий шарнир повернут на угол  $\alpha$  скорость цепи равна

$$V = \omega_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha;$$

$$\omega_1 = \frac{V}{R_1 \cos \alpha},$$

где  $\omega_1$  – постоянная угловая скорость ведущей звездочки;

$R_1$  – радиус начальной окружности.

Угол ( $\alpha$ ) изменяется в пределах от 0 до  $\pi/z_1$ , поэтому и скорость цепи изменяется от  $V_{\max}$  до  $V_{\max} \cdot \cos(\pi/z_1)$ .

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки равна

$$\omega_2 = \frac{V}{R_2 \cos \beta},$$

где  $R_2$  – радиус начальной окружности ведомой звездочки;

$\beta$  – угол поворота шарнира, примыкающего к ведущей ветви по отношению к перпендикуляру на эту ветвь. Угол  $\beta$  изменяется от «0» до  $\pi/z_2$ .

Мгновенное передаточное число равно

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{V \cdot R_2 \cos \beta}{V \cdot R_1 \cos \alpha} = \frac{R_2 \cdot \cos \beta}{R_1 \cdot \cos \alpha}$$

т.к.  $\alpha \neq \text{const}$ ;  $\beta \neq \text{const}$ , то и  $U \neq \text{const}$ , чем больше  $z_1$  и  $z_2$ , тем выше равномерность движения.

## Основные геометрические и кинематические соотношения, КПД передачи

Геометрические параметры передачи (см. рис.15).

1. **Шаг цепи** является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТу. Плавность, долговечность и бесшумность работы цепной передачи в значительной степени зависят от величины шага цепи; чем меньше шаг, тем меньше динамические нагрузки и выше качество работы передачи. Вместе с тем статическая прочность и нагрузочная способность цепей возрастают с увеличением шага, так как увеличиваются размеры деталей, составляющих шарниры цепи. При больших скоростях выбирают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются также цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные. Поэтому величина шага цепи ограничивается максимально допускаемым значением угловой скорости малой звездочки.

2. **Межосевое расстояние.**

Ориентировочно оптимальное межосевое расстояние цепной передачи выбирают в зависимости от шага цепи  $t$ , обычно в пределах

$$a \geq (30 \div 50)t \quad (1)$$

Минимальное межосевое расстояние  $a_{min}$  цепной передачи принимают в зависимости от передаточного числа  $u$  передачи и условия, что угол обхвата цепью меньшей звездочки составляет не менее  $120^\circ$ , т. е. при  $u < 3$ :

$$a_{min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30 \div 50), \quad (2.1)$$

при  $u > 3$

$$a_{min} = \frac{9 + u}{20} \cdot (d_{a1} + d_{a2}), \quad (2.2)$$

где  $d_{a1}, d_{a2}$  — диаметры вершин зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Максимальное межосевое расстояние  $a_{max} = 80t$ .

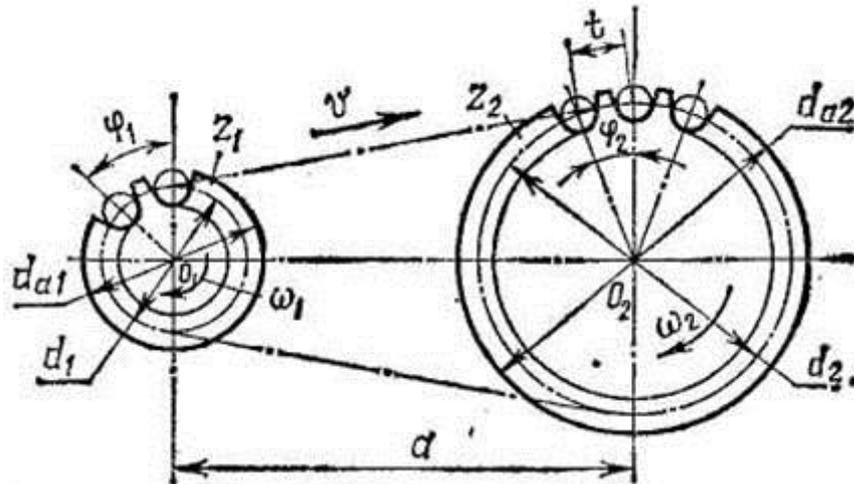


Рис.15. Схема цепной передачи

При известной длине цепи **межосевое расстояние**

$$a = \frac{t}{4} \left[ z_n - \frac{z_1 + z_2}{a} + \sqrt{\left( z_n - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right], \quad (3)$$

где  $z_n$  — длина цепи в шагах (или число звеньев цепи);  $z_1, z_2$  — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

3. **Число звеньев цепи** определяют по приближенной формуле

$$z_n = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (4)$$

Значение  $z_n$  округляют до целого числа, которое желательно брать четным, чтобы не применять специальных соединительных звеньев.

Передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи. Поэтому расчетное межосевое расстояние рекомендуют уменьшить примерно на  $(0,002 - 0,004)a$ .

4. **Длина цепи**  $L = z_n \cdot t$

5. **Допускаемая величина стрелы провисания**

$$f = (0,002 \div 0,004)a. \quad (5)$$

6. **Делительный диаметр звездочки** где располагаются центры шарниров цепи при зацеплении с зубьями звездочки

$$d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}. \quad (6)$$

7. **Диаметр вершин зубьев:**

для втулочных и роликовых цепей

$$d_a = t \left[ \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} + (0,5 \div 0,6) \right]; \quad (7)$$

для зубчатых цепей

$$d_a = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z}.$$

Звенья цепи, находящиеся в зацеплении с зубьями звездочек, располагаются на звездочке в виде сторон многоугольника (рис.15.1), поэтому за один оборот ведущей звездочки цепь перемещается на значение периметра многоугольника, в котором стороны равны шагу цепи  $p$ , а число сторон равно числу зубьев  $z_1$  звездочки. Вследствие того, что звенья цепи располагаются вокруг звездочки по сторонам многоугольника, то скорость цепи переменна.

Колебания передаточного отношения передачи, а значит скорости тем больше чем меньше число зубьев на ведущей звездочке. При выполнении рекомендаций по выбору чисел зубьев звездочек и параметров передачи колебания скорости не превышают 1...2%, поэтому расчеты выполняют по среднему передаточному отношению и средней скорости цепи.

#### 8. Средняя (за оборот) скорость цепи

$$v = \frac{t \cdot z_1 \cdot \omega_1}{2\pi \cdot 1000} = \frac{t \cdot z_2 \cdot \omega_2}{2\pi \cdot 1000}, \quad (8)$$

где  $t$  — шаг цепи, мм;  $z_1$  и  $z_2$  — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  — средние угловые скорости ведущей и ведомой звездочек, рад/с.

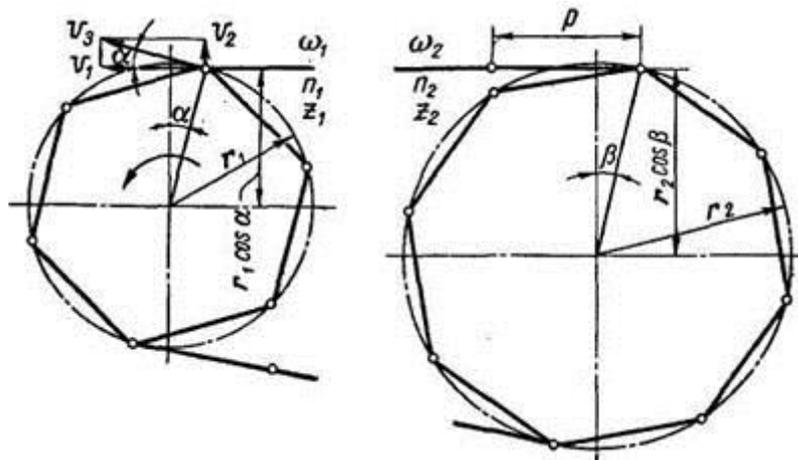


Рис.15.1

Со скоростью цепи и частотой вращения звездочки связаны износ, шум и динамические нагрузки привода. Наибольшее распространение получили тихоходные и среднескоростные передачи с  $v$  до 15 м/с и  $n$  до 500 мин<sup>-1</sup>. **В быстроходных двигателях цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.**

9. **Передаточное отношение.** Из формулы (8) имеем среднее за оборот передаточное отношение

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (9)$$

Распространенные значения  $u$  до 6. При больших значениях  $u$  становится нецелесообразным выполнять одноступенчатую передачу из-за больших ее габаритов.

Передаточное число цепной передачи меняется в пределах поворота звездочки на один зуб, что заметно при малом числе  $z$ . Непостоянство  $u$  не превышает 1...2%, но вызывает неравномерность хода передачи и поперечные колебания цепи. Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для одноступенчатых цепных передач рекомендуется  $u \leq 7$  (в отдельных случаях принимают  $u \leq 10$ ).

Из схемы цепной передачи видно, что скорость цепи определяется горизонтальной составляющей  $v_r$  окружной скорости  $v_0$  звездочки, причем

$$v_r = v_0 \cdot \cos \gamma, \quad v_b = v_0 \cdot \sin \gamma.$$

Вертикальная составляющая  $v_b$  изменяется в пределах  $\pm v_0 \cdot \sin 2\pi/z$ , что приводит к соударению шарниров цепи о впадины звездочки, поперечным колебаниям цепи и динамическим нагрузкам на всю передачу. Очевидно, что с уменьшением числа зубьев звездочки увеличивается скорость и сила ударов, возрастают колебания передаточного отношения и увеличиваются динамические нагрузки в передаче. Кроме того, с уменьшением числа зубьев звездочки увеличивается угол относительного поворота соседних звеньев, что способствует изнашиванию шарниров. Поэтому числа зубьев малой звездочки ограничиваются допустимыми минимальными значениями.

10. **Числа зубьев звездочек.** Минимальное число зубьев малой звездочки для роликовых и втулочных цепей определяют в зависимости от передаточного числа по эмпирической формуле

$$z_{1min}=29-2\cdot u \geq 13.$$

для зубчатых цепей

$$z_{1min}=35-2\cdot u.$$

В зависимости от частоты вращения  $z_{1min}$  выбирают при высоких частотах вращения  $z_{1min}=19\dots 23$ ; средних  $17\dots 19$ , а при низких  $13\dots 15$ . В передачах зубчатыми цепями  $z_{1min}$  следует принимать на  $20\dots 30\%$  больше.

Число зубьев большой звездочки  $z_2 \approx u \cdot z_1$ . Следует помнить, что при нечетном числе зубьев хотя бы одной из звездочек и четном числе звеньев цепи изнашивание зубьев и шарниров более равномерно. Еще более благоприятно, с точки зрения износа, выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

В результате изнашивания шарниров шаг цепи увеличивается и может произойти нарушение работы передачи, когда шарниры будут попадать не во впадину, а на окружность вершины зубьев звездочки, что приводит к соскакиванию или разрыву цепи. Этот процесс резче проявляется на звездочках с большим числом зубьев, поэтому максимальное число зубьев тоже ограничивают: для втулочных и роликовых цепей  $z_{2max} \leq 120$ ; для зубчатых цепей  $z_{2max} \leq 140$  (для стандартных передач  $z=17\dots 96$ ).

В цепной передаче

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \neq \frac{z_2}{z_1},$$

т.е.  $d_2/d_1 \neq u$ .

11. **КПД передачи** зависит от следующих потерь: на трение в шарнирах (и между пластинами смежных звеньев), на трение в подшипниках и потери на взбалтывание (разбрызгивание) масла.

Для повышения КПД цепной передачи желательно улучшить условия смазывания шарниров и подшипников. Это снизит потери и повысит кпд. Средние значения КПД при передаче полной расчетной мощности достаточно точно изготовленных и хорошо смазываемых передач составляют  $0,96\dots 0,98$ .

## Силы в ветвях цепи

Упрощенная схема передачи сил в цепной передаче аналогична, силовой схеме в ременной передаче.

**Окружная сила**

$$F_t = 2T/d, \quad (10)$$

где  $T$  — вращающий момент на звездочке;  $d$  — делительный диаметр ведущей звездочки (см. рис. 12 и 13).

**Силы натяжения:**

- ведущей ветви цепи работающей передачи (рис. 16)

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v; \quad (11)$$

- ведомой ветви цепи

$$F_2 = F_0 + F_v; \quad (12)$$

- от провисания цепи

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g, \quad (13)$$

где  $K_f$  — коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и величины стрелы провисания цепи  $f$

При  $f = (0,01 \div 0,002)a$  для горизонтальных передач  $K_f = 6$ ; для наклонных ( $\approx 40^\circ$ ) —  $K_f = 3$ ; для вертикальных  $K_f = 1$

$q$  — масса 1 м цепи, кг (см. табл.1);

$a$  — межосевое расстояние, м;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;

- от центробежных сил;

$$F_u = qv^2, \quad (14)$$

где  $v$  — средняя скорость цепи в м/с.

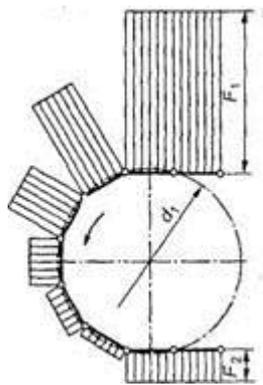


Рис. 16. Силы натяжения в цепной передаче

**Нагрузка на валы и опоры.** Вал и опора воспринимают силы натяжения от провисания цепи и от окружной силы. Приблизительно

$$F_s = F_t \cdot K_B + 2F_0, \quad (15)$$

где  $F_s$  — нагрузка на вал;

$K_B$  — коэффициент нагрузки на вал (табл.3).

Нагрузка на валы и опоры в цепной передаче значительно меньше, чем в ременной передаче.

Таблица 3. Значение коэффициента нагрузки на вал  $K_B$

Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	Характер нагрузки	$K_B$
0÷40	Спокойная	1,15
	Ударная	1,30
40÷90	Спокойная	1,05
	Ударная	1,15

### Методика подбора и проверки цепей с учетом их долговечности

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, нагрузочная способность цепи прямо пропорциональна давлению в шарнирах, а долговечность — обратно пропорциональна.

**Расчет цепи на износостойкость шарниров.** Среднее давление  $p$  в шарнире не должно превышать допускаемого (указанного в табл.1), т. е.

$$p = \frac{F_t K}{mA} \leq [p], \quad (16)$$

где  $F_t = 2T/d$  — окружная сила, передаваемая цепью;  $T$  — вращающий момент;  $d$  — диаметр делительной окружности звездочки (если задана мощность  $P$  передачи, то  $F_t = P/v$ , где  $v$  — скорость цепи);  $A$  — площадь проекции опорной поверхности шарнира, для роликовых и втулочных цепей  $A = dB$ ; для зубчатых цепей  $A = 0,76dB$ ;  $m$  — число рядов цепи;  $K$  — коэффициент эксплуатации;

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \quad (17)$$

(значения коэффициентов  $K_1 \div K_6$  — см. табл.4).

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

Если полученное значение давления в шарнире превышает или значительно меньше допустимого, то, меняя  $d$ ,  $T$ , рядность цепи  $m$  или параметры, влияющие на  $K$ , добиваются выполнения указанного условия.

Таблица 4. Значение различных коэффициентов при расчете цепи по износостойкости шарниров

Коэффициент	Условия работы	Значение
$K_1$ — динамичности	При спокойной нагрузке	1,0
	При толчкообразной или переменной нагрузке	1,25-1,5
$K_2$ — межосевого расстояния	$a < 25t$	1,25
	$a = (30 \div 50)t$	1,0
	$a = (60 \div 80)t$	0,8
$K_3$ — способа смазывания	Смазывание: непрерывное	0,8
	капельное	1,0
	периодическое	1,5

$K_4$ — наклона линии центров в горизонту	При наклоне линии центров к горизонту, град.: до 60 свыше 60	1,0 1,5
$K_5$ — режима работы	При работе: односменной двухсменной непрерывной	1,0 1,25 1,5
$K_6$ — способа регулирования натяжения цепи	При подвижных опорах При оттяжных звездочках При отжимном ролике	1,0 1,1 1,25

Преобразуем формулу (16):

а) выразим окружную силу через вращающий момент на ведущей звездочке  $T_1$ , шаг цепи  $t$  и число зубьев этой звездочки  $z_1$ ;

б) представим площадь опорной поверхности шарнира в виде функции от шага  $t$ . После чего получим выражение для определения шага цепи:

для роликовой и втулочной цепей

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{m z_1 [p]}} \quad (18)$$

для зубчатой цепи с шарниром скольжения

$$t \geq 3,3 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{\psi_p z_1 [p]}} \quad (19)$$

где  $m$  — число рядов в роликовой или втулочной цепи;

$\psi_p = B/t = 2 \div 8$  — коэффициент ширины зубчатой цепи.

**Расчет цепи по разрушающей нагрузке** (по запасу прочности). В ответственных случаях выбранную цепь проверяют по коэффициенту запаса прочности

$$s = \frac{F}{\Sigma F_1} \geq [s], \quad (20)$$

где  $F$  — разрушающая нагрузка цепи (см. табл.1);

$\Sigma F_1 = F_t \cdot K_B + F_v + F_0$  — суммарная нагрузка в ведущей цепи;

$[s]$  - требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности (выбирают по табл.1).

**Долговечность по числу входов в зацепление с обеими звездочками** (число ударов) проверяют по формуле

$$U = \frac{z_n}{30 z_{ц}} = \frac{2v}{L} \leq [U] \quad (21)$$

где  $z_{ц}$  — общее число звеньев цепи;  $z_n$  - число зубьев и частота вращения звездочки (ведущей или ведомой);  $U$  — действительное число входов звеньев цепи в зацепление за 1 с;  $v$  — окружная скорость, м/с;  $L$  — длина цепи, м;  $[U]$  — допускаемое число входов цепи в зацепление за 1 с (см. табл.1).

**Последовательность проекторочного расчета цепных передач.**

1. Выбрать тип цепи по ее предполагаемой скорости и из условий работы передачи (роликовая, втулочная, зубчатая).

2. По передаточному числу  $u$  выбрать по табл.1 число зубьев малой звездочки  $z_1$ , по формуле (9) определить число зубьев большей звездочки  $z_2$ . Проверить выполнение условия  $z_2 < z_{2max}$ .

3. Определить вращающий момент  $T_x$  на малой звездочке, по табл.1 выбрать допускаемое давление в шарнирах  $[p]$ , задать расчетные коэффициенты  $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6$  и по формуле (17) определить коэффициент эксплуатации  $K$ . После чего из условия износостойкости шарниров [см. формулы (18), (19)] определить шаг цепи. Полученное значение шага  $t$  округлить до стандартного (см. табл.1).

4. Принятый шаг проверить по допустимой угловой скорости малой звездочки (см. табл.1). При несоблюдении условия  $\omega = \omega_{max}$  увеличить число рядов роликовой (втулочной) цепи или ширину зубчатой цепи.

5. По формуле (8) определить среднюю скорость цепи  $v$  и силу  $F_t$ , после чего по формуле (16) проверить износостойкость цепи. При несоблюдении условия  $p < [p]$  увеличить шаг цепи и расчет повторить.

6. Определить геометрические размеры передачи.

7. Для особо ответственных цепных передач по формуле (20) проверить выбранную цепь по коэффициенту запаса прочности.

8. По формуле (21) проверить передачу по числу ударов за 1 с.



12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	26	30	32	35	40	-

### **Критерии работоспособности и виды поврежденных цепных передач**

Экспериментальные наблюдения показывают, что основными причинами выхода из строя цепных передач являются:

1. Износ шарниров (за счет ударов при вхождении цепи в зацепление с зубьями звездочки и из-за изнашивания их от трения), приводящий к удлинению цепи и нарушению ее зацепления со звездочками (основной критерий работоспособности для большинства передач). Граничное удлинение цепи по причине износа шарниров не должно превышать 3%, так как нарушается правильность зацепления шарниров цепи и зубьев.

2. Усталостное разрушение пластин по проушинам основной критерий для быстроходных тяжело нагруженных роликовых цепей, работающих в закрытых картерах с хорошим смазыванием.

3. Проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки - распространенная причина выхода из строя цепей, связанная с недостаточным высоким качеством изготовления.

4. Выкрашивание и разрушение роликов.

5. Достижение предельного провисания холостой ветви — один из критериев для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием, работающих при отсутствии натяжных устройств и стесненных габаритах.

6. Износ зубьев звездочек.

В соответствии с приведенными причинами выхода цепных передач из строя можно сделать вывод о том, что срок службы передачи чаще всего ограничивается долговечностью цепи.

Долговечность же цепи в первую очередь зависит от **износостойкости шарниров**.

По этому критерию выполняется проектировочный расчет цепной передачи при использовании среднего давления в шарнире  $p_n$ . Предохранение от чрезмерного растяжения цепи при эксплуатации либо от перегрузок и разрушения при пуске обеспечиваются проверочным расчетом цепи на прочность.

### **Материалы цепей**

Материал и термическая обработка цепей имеют решающее значение для их долговечности.

Пластины выполняют из среднеуглеродистых или легированных закаливаемых сталей: 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A твердостью преимущественно 40...50HRCэ; пластины зубчатых цепей - преимущественно из стали 50. Изогнутые пластины, как правило, изготавливают из легированных сталей. Пластины в зависимости от назначения цепи закаливают до твердости 40.-50 HRCэ. Детали шарниров валики, втулки и призмы - выполняют преимущественно из цементуемых сталей 15, 20, 15X, 20X, 12XH3, 20XH3A, 20X2H4A, 30XH3A и подвергают закалке до 55-65 HRCэ. В связи с высокими требованиями к современным цепным передачам целесообразно применять легированные стали. Эффективно применение газового цианирования рабочих поверхностей шарниров. Многократного повышения ресурса цепей можно достигнуть диффузионным хромированием шарниров. Усталостную прочность пластин роликовых цепей существенно повышают обжатием краев отверстий. Эффективна также дробеструйная обработка.

В шарнирах роликовых цепей для работы без смазочного материала или при скудной его подаче начинают применять пластмассы.

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тыс. ч работы.

### **Потери на трение. Конструирование передач**

Потери на трение в цепных передачах складываются из потерь: а) на трение в шарнирах; б) на трение между пластинами; в) на трение между звездочкой и звеньями цепи, а в роликовых цепях также между роликом и втулкой, при входе звеньев в зацепление и выходе из зацепления; г) на трение в опорах; д) потерь на разбрызгивание масла.

Основными являются потери на трение в шарнирах и опорах.

Потери на разбрызгивание масла существенны только при смазывании цепи окунанием на предельной для этого вида смазки скорости  $v = 10...15$  м/с.

Цепные передачи располагают так, чтобы цепь двигалась в вертикальной плоскости, причем взаимное положение по высоте ведущей и ведомой звездочек может быть произвольным. Оптимальными расположениями цепной передачи являются горизонтальное и наклонное под углом до 45° к горизонту. Вертикально расположенные передачи требуют более тщательной регулировки натяжения цепи, так как ее

провисание не обеспечивает самонатяжения; поэтому целесообразно хотя бы небольшое взаимное смещение звездочек в горизонтальном направлении.

Ведущей в цепных передачах может быть как верхняя, так и нижняя ветви. Ведущая ветвь должна быть верхней в следующих случаях:

а) в передачах с малым межосевым расстоянием ( $a < 30P$  при  $u > 2$ ) и в передачах, близких к вертикальным, во избежание захвата провисающей верхней ведомой ветвью дополнительных зубьев;

б) в горизонтальных передачах с большим межосевым расстоянием ( $a > 60P$ ) и малыми числами зубьев звездочек во избежание соприкосновения ветвей.

### **Натяжение цепей**

По мере изнашивания и контактных обмятий шарниров цепь вытягивается, стрела провисания  $f$  ведомой ветви увеличивается, что вызывает захлестывание звездочки цепью. Для передач с углом наклона  $\theta < 45^\circ$  наклона к горизонту  $[f] < 0,02a$ ; при  $\theta > 45^\circ$   $[f] < 0,015a$ , где  $a$  — межосевое расстояние. Поэтому цепные передачи, как правило, должны иметь возможность регулирования ее натяжения. Предварительное натяжение существенно в вертикальных передачах. В горизонтальных и наклонных передачах зацепление цепи со звездочками обеспечивается натяжением от собственной силы тяжести цепи, но стрела провисания цепи должна быть оптимальной в указанных выше пределах.

Регулирование натяжения цепи осуществляют устройствами, аналогичными применяемым для натяжения ремня, т.е. перемещением вала одной из звездочек, нажимными роликами или оттяжными звездочками.

Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке — два звена цепи удаляют. Увеличение шага цепи вследствие износа в шарнирах не компенсируется ее натяжением. По мере изнашивания цепи шарниры располагаются все ближе к вершинам зубьев и возникает опасность соскакивания цепи со звездочек.

Регулирующие звездочки и ролики следует по возможности устанавливать на ведомой ветви цепи в местах ее наибольшего провисания. При невозможности установки на ведомой ветви их ставят на ведущей, но для уменьшения вибраций - с внутренней стороны, где они работают как оттяжные. В передачах с зубчатой цепью ПЗ-1 регулирующие звездочки могут работать только как оттяжные, а ролики как натяжные. Число зубьев регулирующих звездочек выбирают равным числу малой рабочей звездочки или большим. При этом в зацеплении с регулирующей звездочкой должно быть не меньше трех звеньев цепи. Перемещение регулирующих звездочек и роликов в цепных передачах аналогично таковому в ременных передачах и осуществляется грузом, пружиной или винтом. Наибольшее распространение имеет конструкция звездочки с эксцентрической осью, поджимаемой спиральной пружиной.

Известно успешное применение цепных передач роликовыми цепями повышенного качества в закрытых картерах при хорошем смазывании с неподвижными осями звездочек без специальных натяжных устройств.

### **Картеры**

Для создания условий обильной смазки цепи, защиты от загрязнений, бесшумности и безопасности работы, цепные передачи заключают в картеры. Внутренние размеры картера должны обеспечивать возможность провисания цепи и ее удобного обслуживания. Радиальный зазор между внутренней стенкой картера и наружной поверхностью звездочек принимают равным  $l = (t + 30)$  мм. Зазор, учитывающий провисание цепи, назначают в пределах  $0,1a$ , а ширину картера будут на 60 мм больше ширины цепи. Картер снабжают окном и указателем уровня масла.

В ответственных силовых передачах рекомендуется применять картерную смазку следующих видов

а) окунанием цепи в масло на глубину, равную ширине пластины. Применяют при  $V \leq 10$  м/с.

б) разбрызгиванием с помощью специальных колец, отражательных щитков, по которым масло стекает на цепь. Применяют при  $V = 6 \dots 12$  м/с в случаях, когда уровень масла не может быть поднят до горизонта цепи;

в) циркуляционную струйную смазку от насоса – это наиболее совершенный способ. Применяется для быстроходных мощных передач;

г) циркуляционную смазку с распылением капель масла в струе сжатого воздуха. Применяют при  $V > 12$  м/с.

В среднескоростных передачах, не имеющих герметичных картеров, можно применять консистентную внутришарнирную или капельную смазку. Консистентную смазку осуществляют периодически через 120...180 часов погружением цепи в нагретую смазку. Такая смазка применима при  $V \leq 4$  м/с.

### **Смазывание**

Смазывание цепи оказывает решающее влияние на ее долговечность.

Смазка повышает износостойкость и выносливость цепи, а так же смягчает удары звеньев о зубья звездочки и снижает температуру нагрева цепи. Наиболее широко для смазки используются жидкие смазочные масла.

Для ответственных силовых передач следует по возможности применять непрерывное картерное смазывание видов:

а) окунанием цепи в масляную ванну, причем погружение цепи в масло в самой глубокой точке не должно превышать ширины пластины; применяют до скорости цепи 10 м/с во избежание недопустимого взбалтывания масла;

б) разбрызгивание с помощью специальных разбрызгивающих выступов или колец и отражающих щитков, по которым масло стекает на цепь, применяют при скорости 6...12 м/с в случаях, когда уровень масла в ванне не может быть поднят до расположения цепи;

в) циркуляционное струйное смазывание от насоса, наиболее совершенный способ, применяют для мощных быстроходных передач;

г) циркуляционное центробежное с подачей масла через каналы в валах и звездочках непосредственно на цепь; применяют при стесненных габаритах передачи, например, в транспортных машинах;

д) циркуляционное смазывание распылением капель масла в струе воздуха под давлением; применяют при скорости более 12 м/с.

В среднескоростных передачах, не имеющих герметичных картеров, можно применять пластичное внутришарнирное или капельное смазывание. Пластичное внутришарнирное смазывание осуществляют периодическим, через 120...180 ч, погружением цепи в масло, нагретое до температуры, обеспечивающей его разжижение. Пластичный смазочный материал применим при скорости цепи до 4 м/с, а капельное смазывание - до 6 м/с.

В передачах с цепями крупных шагов предельные скорости для каждого способа смазывания несколько ниже.

При периодической работе и низких скоростях движения цепи допустимо периодическое смазывание с помощью ручной масленки (через каждые 6...8 ч). Масло подается на нижнюю ветвь у входа в зацепление со звездочкой.

При капельном ручном, а также струйном смазывании от насоса необходимо обеспечивать распределение смазочного материала по всей ширине цепи и попадание его между пластинами для смазывания шарниров. Подводить смазку предпочтительно на внутреннюю поверхность цепи, Откуда под действием центробежной силы она лучше подается к шарнирам.

Выбор типа смазки (табл.7) и вида смазочного материала по ГОСТ 17479.4-87 (табл.8) зависит от скорости цепи  $v$  и давления в шарнире цепи  $p$ .

**Таблица 7**

Смазка цепных передач при окружной скорости $v$ , м/с			
$\leq 4$	$\leq 7$	$< 12$	$\geq 12$
Капельная 4...10 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением	Разбрызгиванием

**Таблица 8**

Давление в шарнире $p$ , МПа	Скорость цепи $v$ , м/с	Марка масла	Давление в шарнире $p$ , МПа	Скорость цепи $v$ , м/с	Марка масла
Капельная			В масляной ванне		
$\leq 10$	$\leq 1$	И-Г-А32	$\leq 10$	$\leq 5$	И-Г-А32
	1...5	И-Г-А46		5...10	И-Г-А46
	$\geq 5$	И-Г-А68		$\geq 10$	И-Г-А46
10...20	$\leq 1$	И-Г-А46	10...20	$\leq 5$	И-Г-А46
	1...5	И-Г-А68		5...10	И-Г-А68
	$\geq 5$	И-Г-А68		$\geq 10$	И-Г-А68
20...30	$\leq 1$	И-Г-А68	20...30	$\leq 5$	И-Г-А68
	1...5	И-Г-А68		5...10	И-Г-А68
	$\geq 5$	И-Г-С100		$\geq 10$	И-Г-А68
$\geq 30$	$\leq 1$	И-Г-А68	$\geq 30$	$\leq 5$	И-Г-А68
	1...5	И-Г-С100		5...10	И-Г-С100
	$\geq 5$	И-Г-С150		$\geq 10$	И-Г-С150

За рубежом начали выпускать для работы при легких режимах цепи, не требующие смазывания, трущиеся поверхности которых покрыты самосмазывающимися антифрикционными материалами.

### **Рекомендации по конструированию цепных передач**

1. В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.
2. Ведомую ветвь цепи рекомендуют располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки.
3. Для обеспечения достаточного самонапряжения цепи не следует делать угол наклона линии центров звездочек к горизонту более  $60^\circ$ . При  $\theta > 60^\circ$  на ведомую ветвь в местах наибольшего провисания цепи устанавливают оттяжную звездочку.
4. Диаметр оттяжной звездочки выполняют больше диаметра меньшего звена звездочки передачи, она должна входить в зацепление не менее, чем с тремя звеньями цепи.
5. Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельными, а звездочки установлены в одной плоскости.
6. Применение трех- и четырехрядных цепей нежелательно, так они дороги и требуют повышенной точности изготовления звездочек и монтажа передачи.
7. Для увеличения долговечности цепной передачи необходимо по возможности принимать большее число зубьев меньшей (ведущей) звездочки, так как при малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность работы передачи и увеличивает износ цепи из-за большого угла поворота шарнира.

### Конструирование звездочек

Конструкция венца звездочек для роликовых цепей показана на рис. 17.

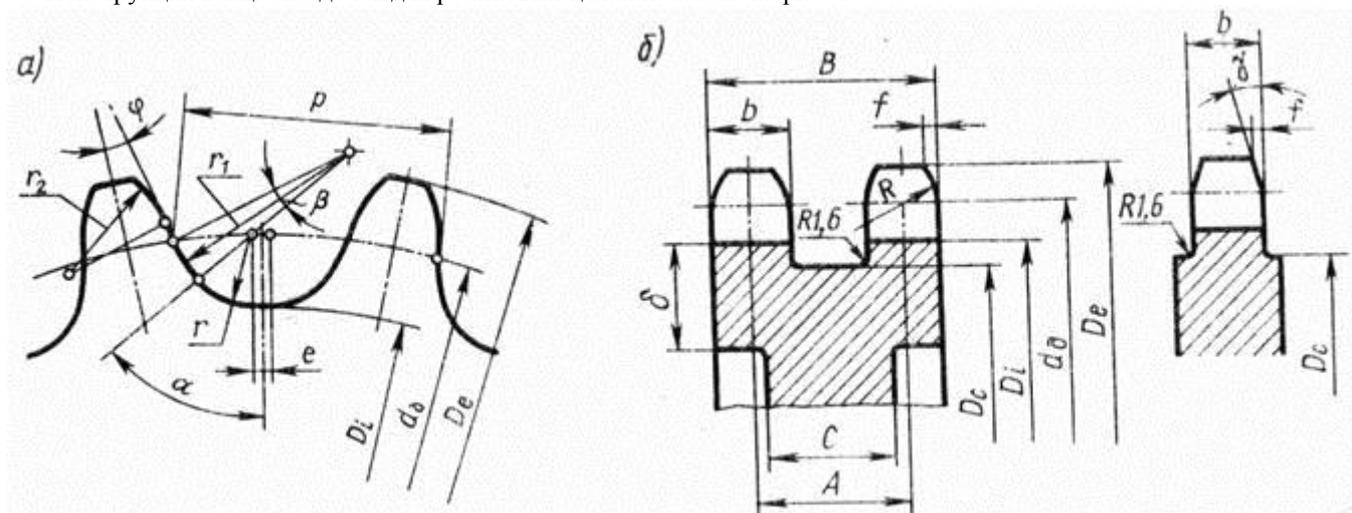


Рис. 17. Конструкция венца звездочек для роликовых цепей

Основные зависимости для конструирования звездочек этого типа приведены в табл.9.

Таблица 9. Основные зависимости для конструирования звездочек

№	Параметр	Расчетные формулы
1	делительный диаметр	$d_d = \frac{P_n}{\sin(180^\circ/z)}$
2	диаметр выступов	$D_e = P_n \cdot [0,5 + \text{ctg}(180^\circ/z)]$
3	диаметр впадин	$D_i = d_d - 2r$
4	диаметр проточки	$D_c = P_n \cdot \text{ctg}(180^\circ/z) - 1,3 \cdot h$
5	ширина зуба	$b = 0,9 \cdot B_{BH} - 0,15$
6	ширина венца	$B = (n-1) \cdot A + b$
7	радиус скругления зуба	$R = 1,7 \cdot d_1$
8	радиус впадины	$r = 0,5025 \cdot d_1 - 0,05$
9	радиус сопряжения	$r_1 = 1,3025 \cdot d_1 + 0,05$
10	радиус головки зуба	$r_2 = d_1 \cdot (1,24 \cos \varphi + 0,08 \cos \beta - 1,3025) - 0,05$
11	половина угла зуба	$\varphi = 17^\circ - 64^\circ/z$
12	угол сопряжения	$\beta = 18^\circ - 60^\circ/z$
13	половина угла впадины	$\alpha = 55^\circ - 60^\circ/z$
14	фаска	$f = 0,2b$
15	угол скоса зуба	$\gamma \approx 20^\circ$

16	смещение	$e=0,03 \cdot P_{ц}$
17	толщина обода	$\delta=1,5 \cdot (D_e - d_d)$
18	толщина диска	$C=(1,2 \dots 1,3) \cdot \delta$

Числовые значения  $V_{вн}$ ,  $A$ ,  $d_1$  и  $h$  принимают в зависимости от шага цепи  $P_{ц}$  по табл.10.

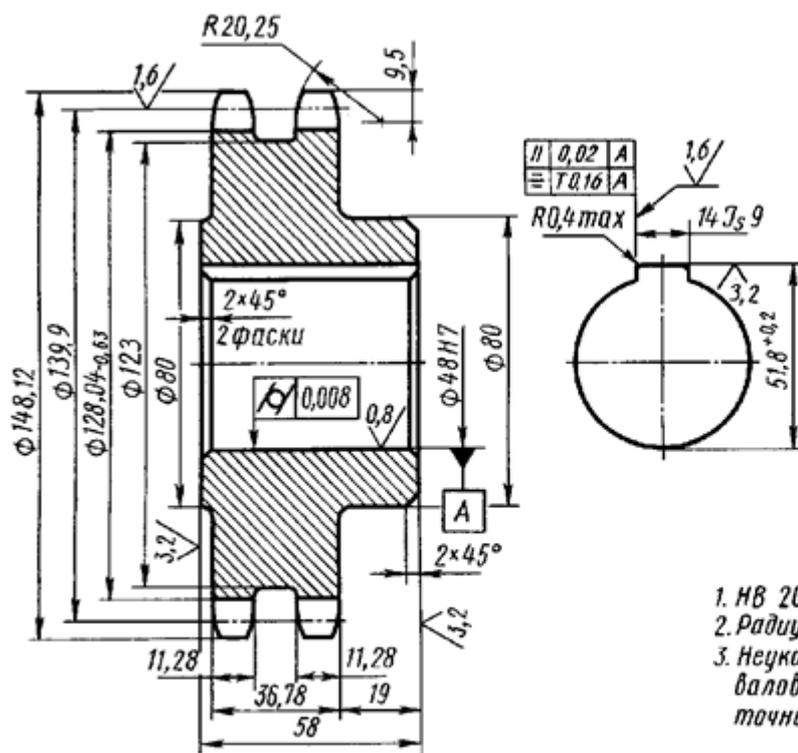
**Таблица 10**

Шаг цепи $P_{ц}$ , мм	Расстояние между внутренними пластинами $V_{вн}$ , мм	Расстояние между осями симметрии многорядных цепей $A$ , мм	Диаметр ролика $d_1$ , мм	Ширина внутренней пластины $h$ , мм
12,7	5,40	13,92	8,51	11,8
15,875	9,65	16,59	10,16	14,8
19,05	12,7	25,5	11,91	18,2
25,4	15,88	29,29	15,88	24,2
31,75	19,05	35,76	19,05	30,2
38,1	25,40	45,44	22,23	36,2
44,45	25,40	48,87	25,70	42,4
50,8	31,75	58,55	28,58	48,3

При изготовлении звездочек обычно принимают 2-й класс точности по ГОСТ 591-69.

Пример оформления чертежа звездочки для роликовой цепи приведен на рис.18.

Таблицу параметров зубчатого венца размещают в правом верхнем углу чертежа. Она состоит из двух частей, разделенных сплошной основной линией. В первой части таблицы приводят обозначение сопрягаемой цепи. Во второй части указывают параметры звездочки: число зубьев -  $z$ ; профиль зуба со ссылкой на стандарт (ГОСТ 591-69) и указанием о смещении; класс точности - 2 й; радиус впадины -  $r$ ; радиус сопряжения -  $r_1$ ; радиус головки зуба -  $r_2$ ; половину угла впадины -  $\alpha$ ; угол сопряжения -  $\beta$ .



Цепь	2ПР-19,0
Число зубьев	Z
Профиль зубьев	Стандарт Смещение
Класс точности	
Радиус впадины	
Радиус сопряжения	
Радиус головки зуба	
Половина угла впадины	
Угол сопряжения	

1. HB 200...240.
2. Радиусы скруглений 1,6 мм max.
3. Неуказанные предельные отклонения р валов -t, остальных  $\pm t/2$  среднего класса точности по СТ СЭВ 302-76.

Изм.	Лист	№ докум.	Лист	Дата	Звездочка двухрядная	Лист
Разработ.						Ч
Провер.						
Т. контр.						
Н. контр.						
Утв.					Сталь 45 ГОСТ 1050-74	Лист

Рис. 18. Пример оформления чертежа звездочки для роликовой цепи