

МАШИНЫ ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Литература

1. Подъемно-транспортные машины / В.В. Красников, В.Ф. Дубинин и др. М., Агропромиздат, 1987 г., 272 с.
2. ПТМ зерноперерабатывающих предприятий / Зуев Ф.Г. и др. М., Агропромиздат, 1985 г., 275 с.
3. Проектирование и расчет ПТМ сельскохозяйственного назначения / М.Н. Ерохин, А.В. Карп и др. М., Колос, 1999 г., 228 с.

1. Определения, классификация ПТМ

ПТМ – это такие машины и устройства, которые предназначены для подъема и перемещения в пространстве штучных грузов, грузов в таре или ковшах грейфера, а также для перемещения насыпных, а в некоторых случаях штучных грузов в заданном направлении непрерывным потоком без остановки на загрузку и разгрузку.

Следовательно ПТМ классифицируются на:

1. Грузоподъемные машины и устройства.
2. Транспортирующие машины.
3. Подъемно-транспортные машины (самоходные погрузчики, подвесные дороги и др.).
4. Автоматические грузоподъемные механизмы (роботы и манипуляторы).

2. Грузоподъемные машины (ГПМ)

2.1. Классификация. Основные параметры ГПМ.

Основные механизмы ГПМ.

ГПМ предназначены для перемещения отдельных грузов различной массы по произвольной пространственной трассе, включающей вертикальные, наклонные и горизонтальные участки, циклическим методом, при котором периоды работы перемежаются с периодами пауз.

ГПМ классифицируются:

а) по кинематическому признаку на машины с одним рабочим движением (домкраты, тали – обслуживают точку); с двумя рабочими движениями (обслуживают линию) и с тремя рабочими движениями (обслуживают площадь);

б) по конструктивному признаку – простые подъемные механизмы (лебедки, тали, домкраты), краны (пролетные и стреловые), подъемники (скиповые, стоечные, лифты и др.), погрузчики (фронтальные, перекидные, грейферные и др.);

в) по роду привода – машинный (электропривод, гидропривод, механический, пневматический), ручной, комбинированный (дизель-электрический, дизель-гидравлический, электро-ручной и др.)

К основным параметрам ГПМ относятся:

а) грузоподъемность Q (т, кг) – это наибольшая масса номинального груза, на подъем которого рассчитана машина. В значение грузоподъемности включают массу грузозахватных приспособлений, кроме массы крюковой подвески. Ряд грузоподъемности регламентирован ГОСТ 1587-87 «Краны грузоподъемные. Ряды основных параметров». Грузоподъемность может быть постоянной – для кранов пролетного типа и переменная – для кранов стрелового типа;

б) вылет стрелы или пролет крана L (м). Пролет крана постоянный, вылет стрелы может быть постоянный или переменный. Тогда речь идет о вылете груза;

в) грузовой момент – $M = F_{гр} \cdot L = Q \cdot g \cdot L$ (н·м).

Для каждого стрелового крана приводятся грузовысотные характеристики, показывающие какую массу груза можно поднять при заданном вылете груза;

г) высота подъема груза H (м) – это наибольшая высота, на которую может быть поднят груз;

д) кинематические параметры кранов:

скорость подъема груза – V_Q (м/мин);

скорость передвижения крана или тележки $V_{кр}$ (м/мин);

частота вращения поворотной части крана $n_{кр}$ (мин⁻¹).

В состав ГПМ входят четыре механизма:

– механизм подъема груза;

– механизм перемещения крана, тележки или груза;

– механизм поворота;

– механизм изменения вылета стрелы или груза.

Основным считается механизм подъема груза.

2.2. Режимы работы механизмов и кранов

Режим работы – это совокупность факторов, определяющих его эксплуатацию. Он характеризуется спектром нагрузок и длительностью их действия.

Они определяются совокупностью значений следующих коэффициентов:

а) коэффициент использования крана по грузоподъемности

$$K_{гр.} = \frac{Q_{ср.}}{Q_n} = 0,25...1;$$

б) коэффициент годового использования механизма

$$K_r = \frac{D_z}{365} = 0,65...1;$$

в) коэффициент суточного использования механизма

$$K_c = \frac{T_c}{24} = 0,33...1;$$

г) коэффициент часового использования механизма

$$K_{\eta} = \frac{t_{\eta}}{24} = 0,33...1;$$

д) относительная продолжительность включения основного механизма

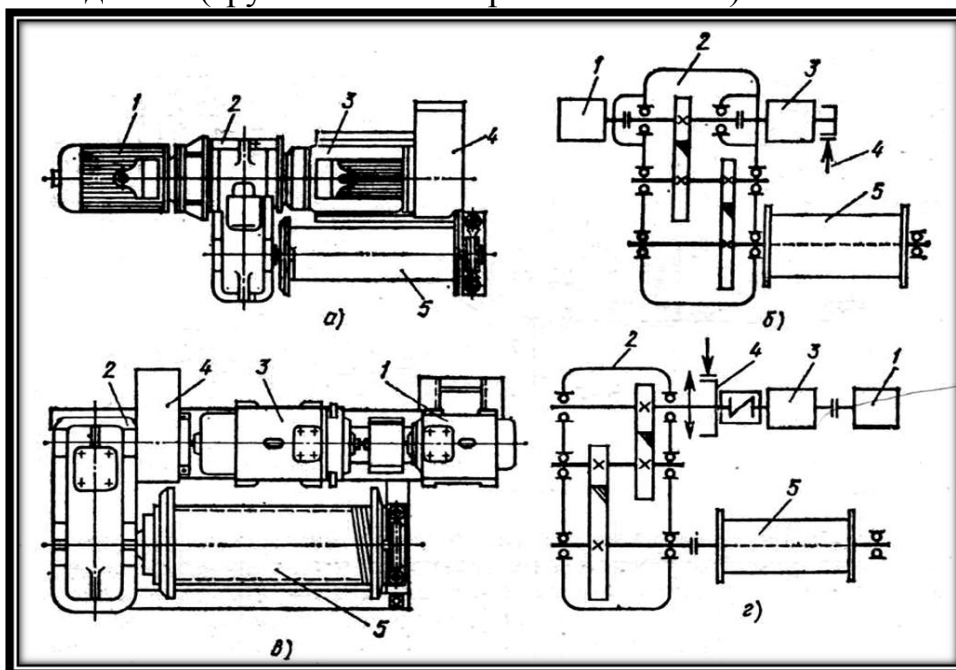
$$ПВ\% = \frac{t_g}{t_u} \cdot 100\% \Rightarrow 15\%, 25\%, 40\%, 60\%.$$

ГОСТ 25 835-83	1М	2М	3М	4М	5М	6М
	Р	Л		С	Т	ВТ
ПВ%		15%		25%	40%	60%

При расчете отдельных деталей или сборочных механизмов, а также при выборе элементов машин обязательно учитывается режим эксплуатации машины или механизма.

3. Механизм подъема груза

Механизм подъема груза служит для вертикального подъема груза. Кинематическая схема механизма подъема следующая: 1 – двигатель; 2 – муфта, совмещенная с тормозным шкивом; 3 – редуктор; 4 – барабан; 5 – полиспаст; 6 – крюковая подвеска (грузозахватные приспособления).

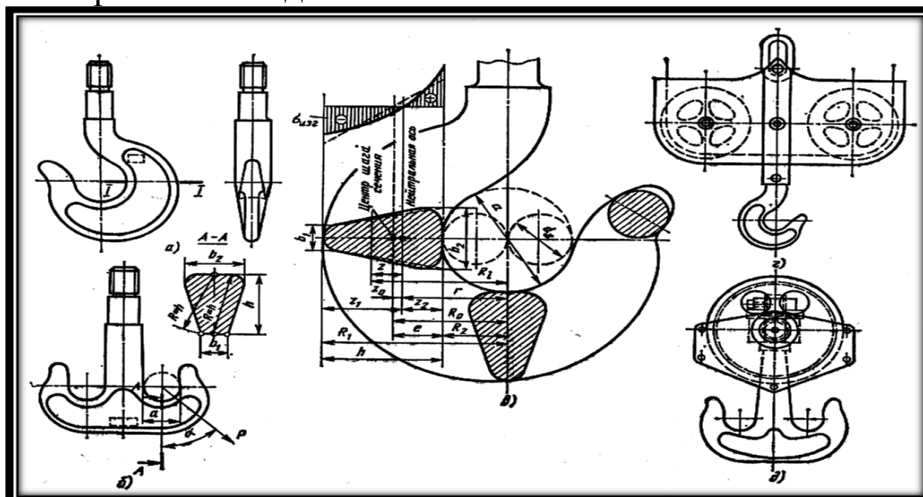


а, б — разносторонним размещением двигателей; в, г — с односторонним; 1 — вспомогательный двигатель; 2 — редуктор; 3 — основной электродвигатель; 4 — тормоз; 5 — барабан

3.1. Грузозахватные приспособления

Грузозахватные приспособления служат для надежного захвата, удержания, ориентирования в пространстве и освобождения грузов при производстве погрузочно-разгрузочных и монтажных операций с различными грузами.

Наиболее распространенными грузозахватными приспособлениями являются крюки и крюковые подвески.



a — однорогий; *б* — двурогий; *в* — расчетная схема; *г* — однорогий крюк в крюковой обойме с развернутыми блоками; *д* — двурогий крюк в крюковой обойме

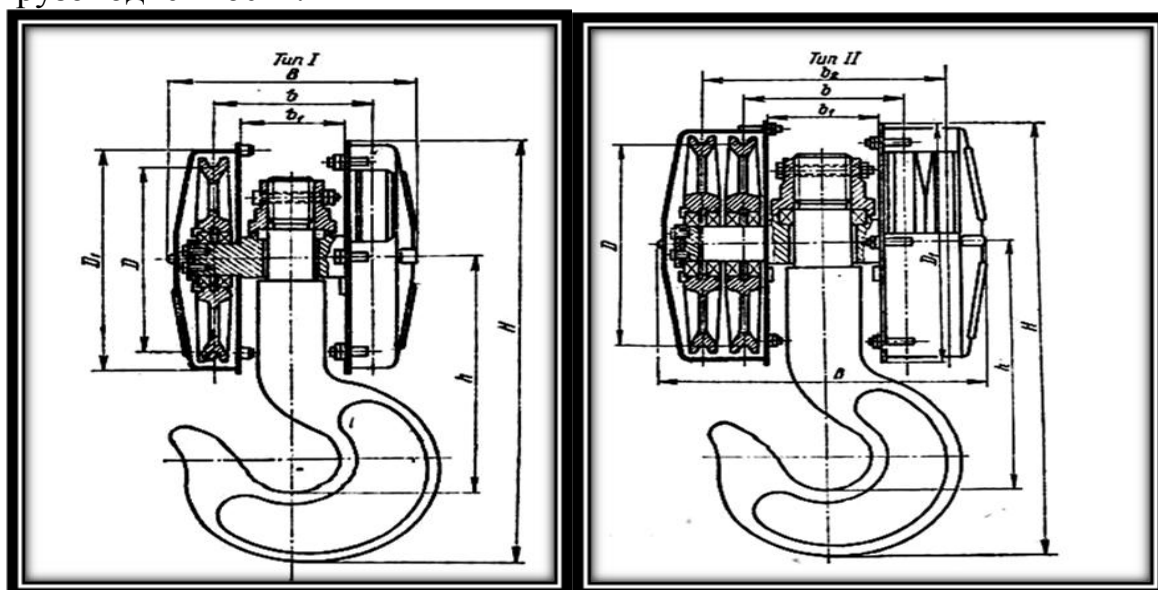
Крюки подбираются по следующим параметрам:

1. Грузоподъемность – Q (т).
2. Вид привода – машинный или ручной.
3. Режим эксплуатации.

Номер заготовки крюка	Для машин и механизмов с ручным приводом	Режимы для машин и механизмов с машинным приводом	
		легкий (Л) и средний (С)	тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ)
Крюки однорогие по ГОСТ 6627—74			
1	0,40	0,32	0,25
2	0,50	0,40	0,32
3	0,63	0,50	0,40
4	0,80	0,63	0,50
5	1,00	0,80	0,63
6	1,25	1,00	0,80
7	1,60	1,25	1,00
8	2,00	1,60	1,25
9	2,50	2,00	1,60
10	3,20	2,50	2,00
11	4,00	3,20	2,50
12	5,00	4,00	3,20
13	6,30	5,00	4,00
14	8,00	6,30	5,00
15	10,00	8,00	6,30
16	12,50	10,00	8,00
17	16,00	12,50	10,00
18	20,00	16,00	12,50
19	—	20,00	16,00
20	—	25,00	20,00

Крюки двурукие по ГОСТ 6628—73			
1	8,0	6,3	5,0
2	10,0	8,0	6,3
3	12,5	10,0	8,0
4	16	12,5	10,0
5	20,0	16,0	12,5
6	—	20,0	16,0
7	—	25,0	20,0
8	—	32,0	25,0
9	—	44,0	32,0
10	—	50,0	40,0

Крюковые подвески подбираются в зависимости от схемы полиспаста и грузоподъемности.



Грузоподъемность, т	Режим работы	Тип	Диаметр каната, мм	Размеры, мм					Масса, кг
				D	B	b	b ₁	H	
3,2	Т	I	9,2	320	305	200	—	570	68
5	Т	I	12	400	370	225	—	732	100
5	С	I	11	320	305	200	—	612	72
5	Л	I	11	320	305	200	—	612	72
8	т	I	15	450	400	266	—	857	190
8	с	I	14	400	370	225	—	760	106
8	л	I	13	320	305	200	—	668	96
12,5	т	II	15	450	564	270	342	922	306

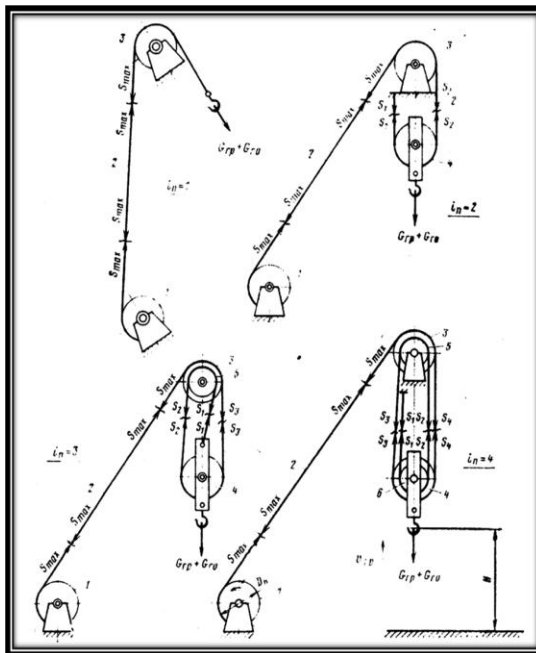
12,5	с	I	17,5	450	400	266	—	888	198
12,5	л	I	17	400	370	225	—	825	128
20	с	II	17,5	450	564	770	342	978	325
20	л	I	20	450	400	266	—	982	233
32	с	II	20	560	830	306	462	1187	586
32	л	II	20	450	578	290	433	1082	426
50	с	II	25	670	710	346	522	1463	980

3.2. Полиспасты

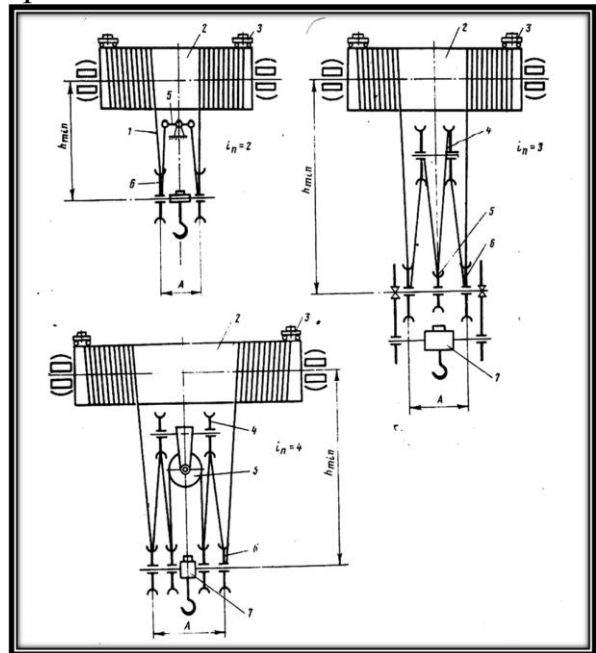
Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом или цепью), предназначенную для изменения усилия (выигрыш в силе) в приводной ветви каната или цепи и (или) изменения скорости подъема груза (выигрыша в скорости).

Полиспасты бывают силовые (прямые) и скоростные (обратные).

Силовые полиспасты бывают одинарные и сдвоенные.



1 — барабан; 2 — канат;
3, 5 — неподвижные блоки;
4, 6 — подвижные блоки



1 — канат; 2 — барабан с правой и левой нарезкой; 3 — узел крепления каната на барабане; 4 — неподвижный блок; 5 — уравнивательный блок (или балансир); 6 — подвижной блок; 7 — траверса с крюком

Основной характеристикой полиспастов является его кратность:

$$i_{\Pi} (\kappa_{\Pi}) = \frac{n_{zp}}{n_{np}} \geq 1$$

Силовой полиспаст позволяет снизить усилие в ветви каната (цепи) набегающей на барабан. Максимальное усилие в ветви каната определяется:

$$F_{\max} = \frac{F_{zp} \cdot 10^3}{i_n \cdot a \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{бл}}^n} = \frac{Q \cdot g \cdot 10^3}{i_n \cdot a \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{бл}}^n} (\text{H}),$$

Где $a = 1$ или 2 – для одинарного и сдвоенного полиспаста

η_n – к.п.д. полиспаста

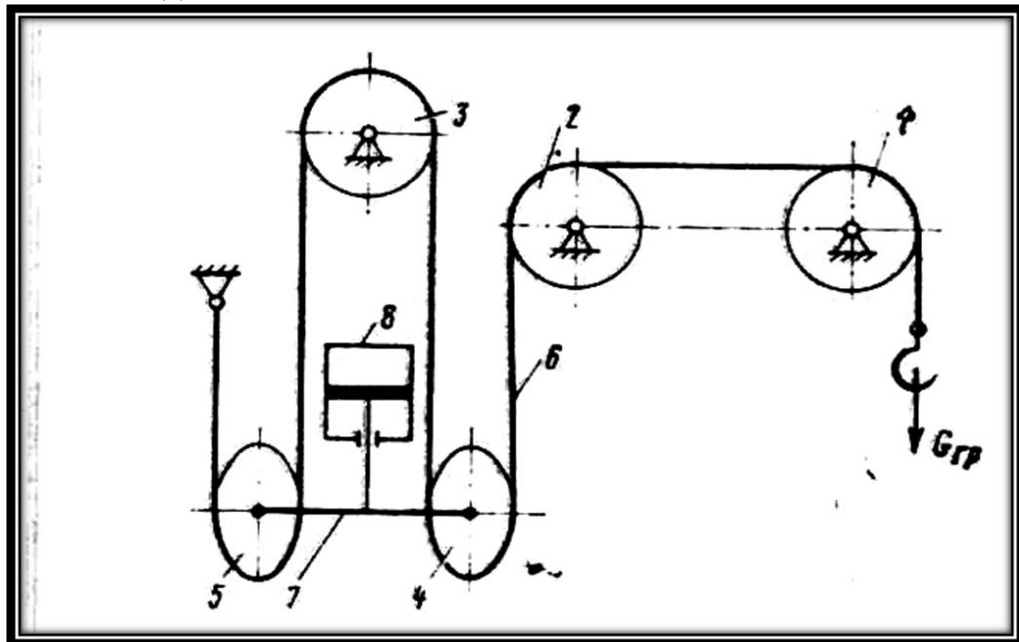
$\eta_{\text{бл}}^n$ – к.п.д. отклоняющих блоков, n – число этих блоков.

Скорость наматывания каната на барабан

$$V_{\text{Б}} = V_Q \cdot i_{\Pi}.$$

Увеличение кратности полиспаста позволяет снизить усилие в ветви каната, уменьшить диаметр каната, уменьшить диаметр барабана, уменьшить передаточное число редуктора.

Скоростные полиспасты применяют в механических, гидравлических и пневматических подъемниках.



1, 2, 3 — неподвижные блоки; 4, 5 — подвижные блоки; 6 — канат; 7 — траверса; 8 — гидродомкрат

Для скоростного полиспаста:

кратность полиспаста

$$i'_n (\kappa'_n) = \frac{n_{np}}{n_{zp}};$$

усилие на штоке гидроцилиндра (пневмоцилиндра)

$$F_{\text{шт}} = \frac{F_{zp} \cdot i_n}{\eta_n} = \frac{Q \cdot g \cdot i_n \cdot 10^3}{\eta_n} (\text{H})$$

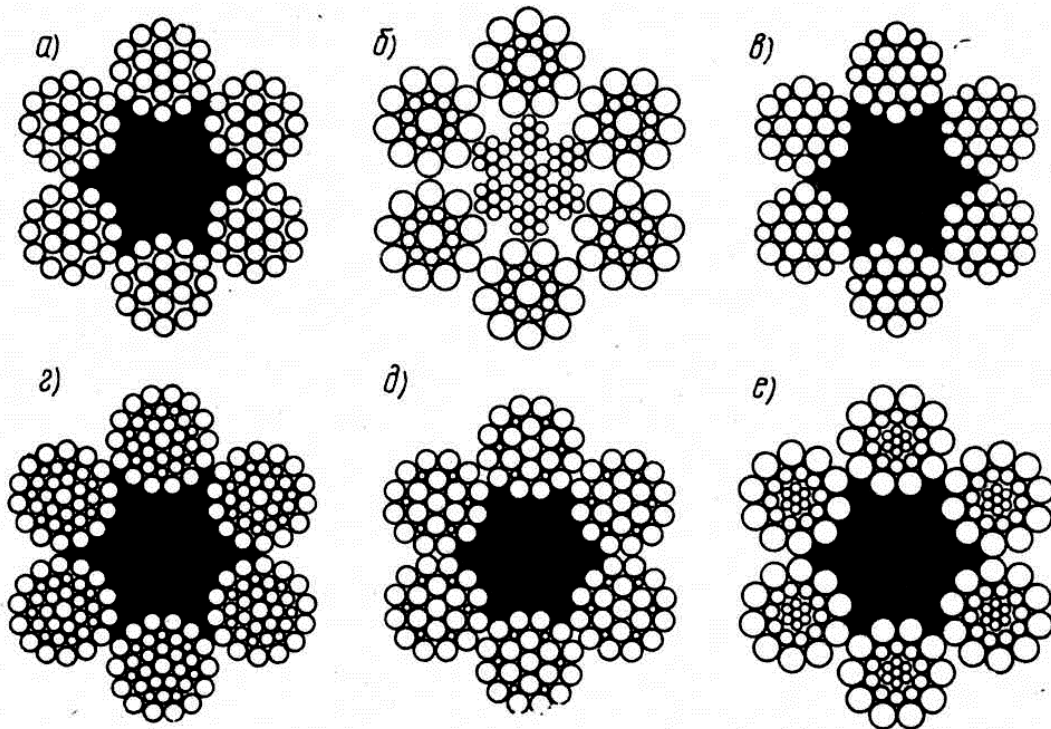
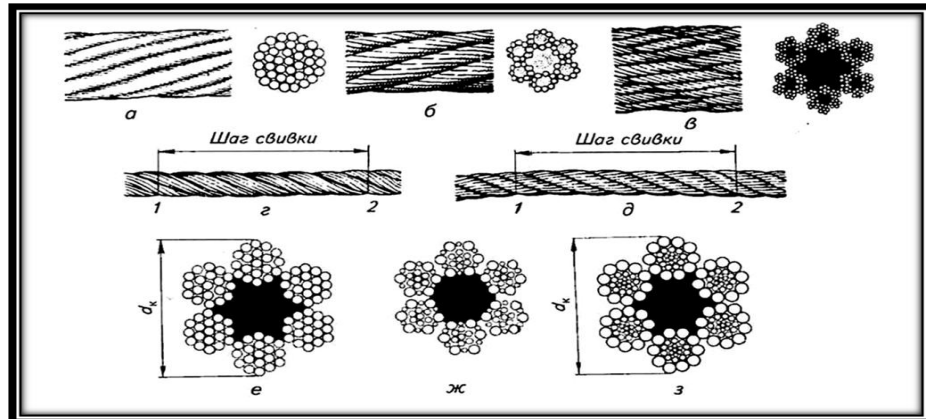
скорость подъема груза

$$V_Q = V_{ш} \cdot i_n$$

3.3. Гибкие элементы (канаты, цепи)

В ГПМ в качестве гибких элементов применяются стальные канаты и цепи (сварные и пластинчатые).

Стальные канаты двойной свивки наиболее широко распространены в ГПМ.



Стальные канаты подбираются по следующей методике:

1. Определяется $F_{\max} = \frac{Q \cdot g \cdot 10^3}{i_n \cdot a \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{бол}}^n}$ (Н)

2. Принимается коэффициент запаса прочности каната К;

Режим	1М	2М	3М	4М	5М	6М	Грузолюдской канат
К	4	5	5,5	6	9-14		

3. Определяется разрушающая нагрузка

$$F_{\text{разр}} = K \cdot F_{\text{max}}$$

4. По таблицам принимаем канат

Диаметр каната, мм	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, МПа			
		1372	1568	1764	1960
		разрывное усилие каната в целом, Н, не менее			
8,3	256,0	—	34 800	38 150	41 600
9,1	305,0	—	41 550	45 450	49 600
9,9	356,6	—	48 850	53 450	58 350
11,0	461,6	—	62 850	66 800	75 150
12,0	527,0	—	71 750	78 550	85 750
13,0	596,6	71 050	81 250	89 000	97 000
14,0	728,0	86 700	98 950	108 000	118 000
15,0	844,0	100 000	114 500	125 500	137 000
16,5	1025,0	121 500	139 000	152 000	166 000
18,0	1220,0	145 000	166 000	181 500	198 000
19,5	1405,0	167 000	191 000	209 000	228 000
21,0	1635,0	194 500	222 000	243 500	265 500
22,5	1850,0	220 000	251 000	275 000	303 500
24,0	2110,0	250 500	287 000	314 000	343 000
25,5	2390,0	284 000	324 500	355 500	388 500
27,0	2685,0	319 000	365 000	399 500	436 500
28,0	2910,0	346 500	396 000	434 000	473 500
30,5	3490,0	415 500	475 000	520 000	567 500
32,0	3845,0	458 000	523 500	573 000	625 500
33,5	4220,0	502 500	574 000	748 000	686 000
37,0	5015,0	597 500	683 000	629 000	816 000
39,5	5740,0	684 000	781 500	856 000	938 000
42,0	6335,0	779 000	890 000	975 000	1 060 000

5. Даем обозначение каната. Выписываем данные по канату ($F_{\text{разр}}^{\text{табл}}$, d_k , σ_B , q_n).

Признаки, по которым подразделяются канаты	Обозначение
Назначение: грузолюдские грузовые	ГЛ Г 1
Механические свойства проволок: высшей марки первой марки второй марки (с согласия потреби геля)	В I II
Вид покрытия поверхности проволок: из проволоки без покрытия из оцинкованной проволоки без особо жестких агрессивных условий работы из оцинкованной проволоки для жестких агрессивных условий работы из оцинкованной проволоки для средних агрессивных условий работы	ОЖ Ж С
Направление свивки прядей: правая левая	Л
Сочетание направлений свивки элементов каната: крестовая односторонняя комбинированная	— О к
Способ свивки нераскручивающиеся раскручивающиеся	Н Р
Род свивки: С точечным касанием проволок одинакового диаметра с линейным касанием проволок одинакового диаметра в отдельных слоях пряди с линейным касанием проволок разных диаметров в верхнем слое пряди с линейным касанием проволок разного и одинакового диаметра по отдельным слоям пряди с линейным касанием и заполняющими проволоками меньшего диаметра между двумя слоями проволок с точечным и линейным касанием проволок в пряди	ТК ЛК-О ЛК-Р ЛК-РО ЛК-З ТЛК

Канат 9.1– Г– I–Н–1800ГОСТ.2688–80

6. Определяем фактический коэффициент запаса прочности каната

$$K_{ф.} = \frac{F_{разр}^{табл}}{F_{max}} \geq K$$

Цепи бывают сварные и пластинчатые

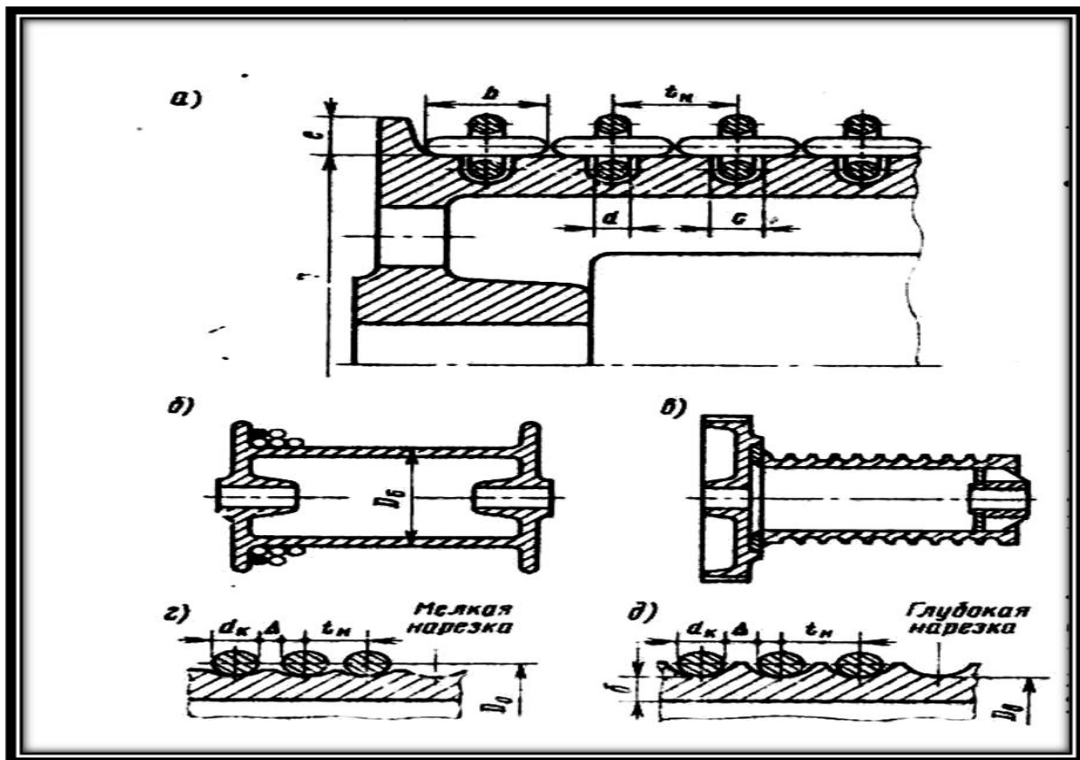
Сварные цепи – калиброванные и некалиброванные.

Пластинчатые цепи – роликовые.

Расчет и выбор цепей – аналогично расчету и выбору канатов.

3.4. Барабаны и блоки

Барабаны служат для наматывания гибкого элемента и преобразования вращательного движения привода в поступательное движение груза.

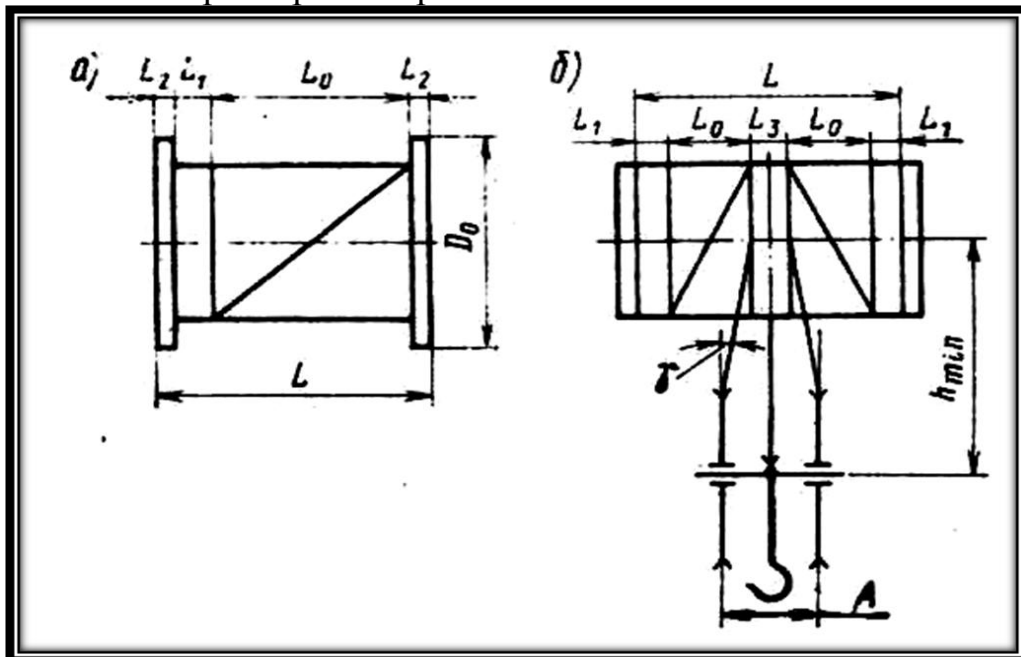


a — нарезной с винтовыми канавками для сварных круглозвенных цепей; *б* — литой гладкий для канатов; *в* — сварной нарезной для канатов; *г* — с мелкой нарезкой; *д* — с глубокой нарезкой;

Барабаны бывают:

- литые и сварные (чугунные и стальные);
- гладкие и нарезные;
- канатные и цепные.

Основными размерами барабанов являются:



a — при навивке одной ветви каната; *б* — при навивке двух ветвей каната

Диаметр барабана (блока) по оси каната

$$D_{\delta} \geq e \cdot d_{\kappa}, \text{ где}$$

$e = 12; 16 \dots 35$ – коэффициент соответствия, принимаемый в зависимости от типа привода, режима эксплуатации и типа механизма.

Полная длина барабана для одинарного полиспаста равна:

$$L_{\delta} = 2l_{\delta} + l_p + l_n + l_{\kappa}, \text{ где}$$

$l_{\delta} = 5 \dots 10$ мм – толщина буртика;

$l_p = z_p \cdot t_{\kappa} = \frac{H \cdot i_n}{\pi D_{\delta}} \cdot t_{\kappa}$ – длина рабочей части барабана (навиваются рабочие

витки каната).

t_{κ} – шаг навивки каната: $t_{\kappa} = d_{\kappa} + (2 \dots 3)$ мм, или по таблице;

$l_n = z_n \cdot t_{\kappa}$; $z_n = 1,5 \dots 2$ витка – часть длины барабана, на которой размещаются неприкосновенные витки каната при подходе его к месту крепления;

$l_{\kappa} = z_{\kappa} \cdot t_{\kappa}$; $z_{\kappa} = 2 \dots 4$ витка – часть длины барабана, на которой размещено устройство для крепления каната (прижимные планки).

Если полиспаст сдвоенный, то его длина определяется, как:

$$L = 2l'_{\delta} + B, \text{ где}$$

$l'_{\delta} = \frac{L_{\kappa} \cdot t_{\kappa}}{\pi \cdot m(m \cdot d_{\kappa} + D_{\delta}) \cdot \varphi}$ – длина барабана для навивки каната с одного

полиспаста;

$m = 1 \dots 4$ – число слоев навивки;

$\varphi = 0,9$ (1) – коэф. неплотности навивки для нарезного (гладкого) барабана;

$B \approx B_{\text{кр}}$ – расстояние между двумя навивками примерно равно ширине крюковой подвески.

толщина стенки барабана определяется:

чугунный литой барабан $\delta = 0,02D_{\delta} + (6 \dots 10)$ мм;

стальной литой барабан $\delta = 0,01D_{\delta} + 3$ мм;

стальной сварной барабан $\delta \geq \frac{F_{\text{max}}}{t_{\kappa} \cdot [\sigma]_{\text{сж}}} \cdot 0,95$

$[\sigma]_{\text{сж}}$ – допускаемое напряжение на сжатие.

3.5. Проверка барабана на прочность

Если длина барабана не превышает оптимальную длину $L_{\delta} \leq 3D_{\delta}$, то стенки барабана проверяются только на сжатие

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_{\text{max}}}{t_{\kappa} \cdot \delta} \leq [\sigma]_{\text{сж}},$$

$[\sigma]_{\text{сж}}$ – по табл., в зависимости от материала и режима эксплуатации.

Материал	Предел текучести σ_T , МПа	Предел прочности на изгиб $\sigma_{из}$, МПа	Допускаемые напряжения $[\sigma]$, МПа				
			Группа режима работы				
			1М	2М	3М	4М, 5М	6М
Сталь:							
ВСт3сп	240	—	200	170	150	130	ПО
20	250	—	210	180	150	140	120
09Г2С	310	—	260	225	195	165	140
15ХСНД	3,50	—	280	240	210	175	150
35Л	280	—	230	210	170	140	120
55Л	350	—	260	230	200	165	140
Чугун:							
СЧ15	—	320	110	300	90	—	—
СЧ18	—	360	130	115	100	90	—
СЧ24	—	440	170	150	130	115	100

Если длина барабана $L_6 \geq 3D_6$, то учитываются деформации изгиба и кручения.

$$\sigma_{эк} = \sqrt{(\sigma_{сж} + \sigma_u)^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]_{сж}$$

При многослойной навивке каната на барабан напряжения в стенках барабана увеличиваются. Тогда допускаемые напряжения принимаются:

$$[\sigma]_{сж}^{МН} = \frac{[\sigma]_{сж}}{A}, \text{ где}$$

$A = 1; 1,28; 1,36; 1,41$ и $1,52$ при числе слоев навивки соответственно $n = 1; 2; 3; 4; 5$.

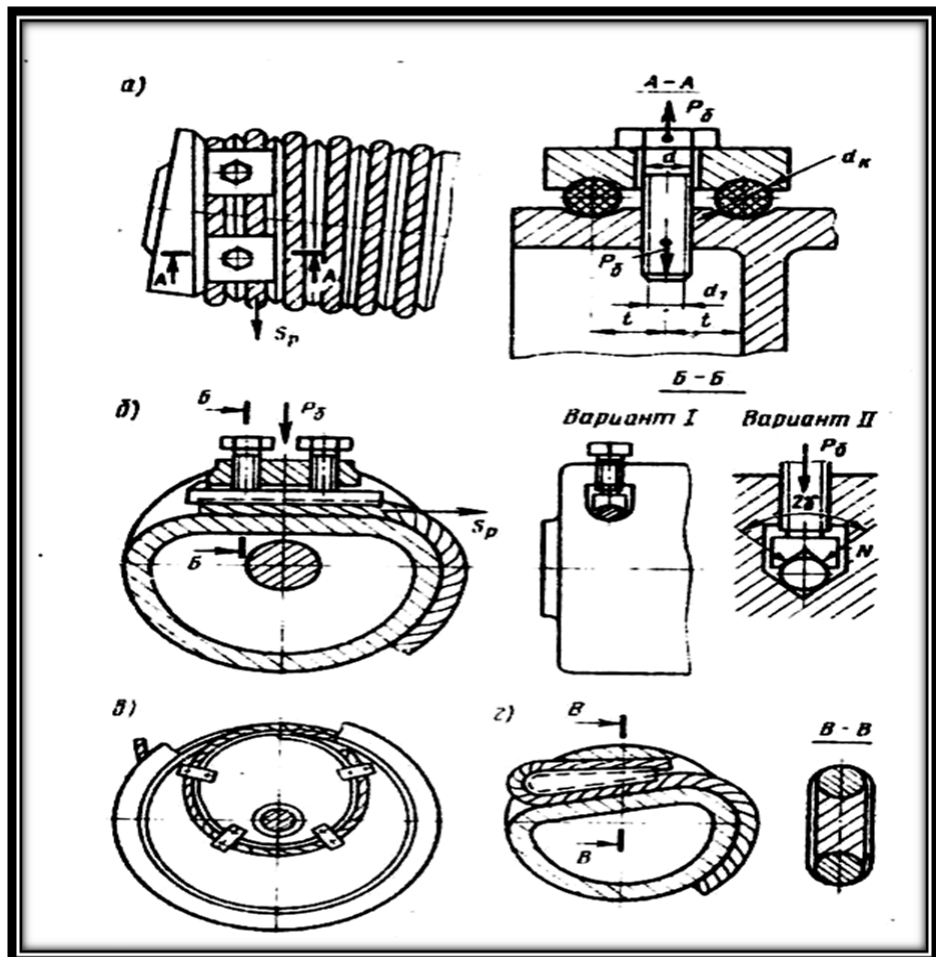
3.6. Крепление конца каната на барабане

Узел крепления каната на барабане является одним из самых ответственных.

Различают следующие способы крепления:

- наружными планками,
- внутренними планками,
- с помощью клина.

При креплении с помощью планок, по правилам безопасного ведения работ на ГПМ, должно быть не менее двух планок с одним винтом или одной планки с двумя винтами.



a, б — прижимными планками; *в* — прижимными планками на торцевой стенке; *г* — клином;

3.7. Блоки и звездочки

Блоки служат для изменения направления гибкого органа.

Диаметр блока $D_6 \geq e \cdot d_k$

Диаметр уравновешивающего блока для сдвоенного полиспаста принимается $D_{6,ур} \approx 0,6 \cdot D_6$

Диаметры блоков для некалиброванных сварных цепей принимаются

$D_6 \geq 20 d$ — ручной привод; $D \geq 30 d$ — машинный привод:

d — диаметр проволоки цепи

Диаметры начальной окружности звездочки для сварной калиброванной цепи:

$$D_{н.о.} \geq \sqrt{\left(\frac{t}{\sin\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} \right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} \right)^2};$$

где $z \geq 5$ — число гнезд в звездочке;

t — шаг цепи;

d — диаметр проволоки.

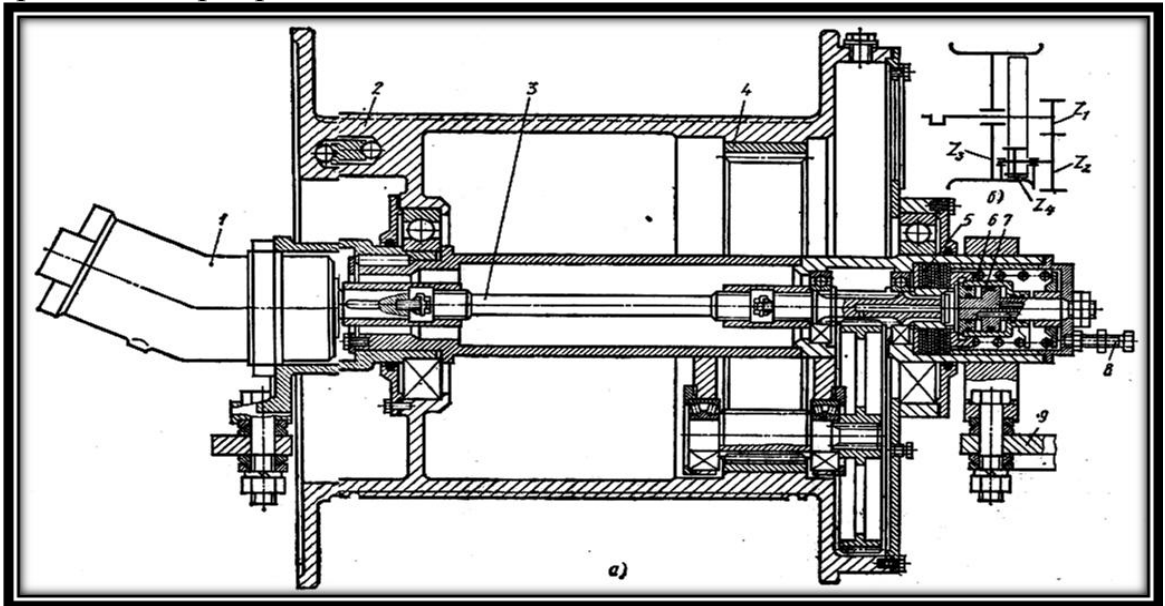
Для пластинчатой цепи

$$D_0 \geq \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)},$$

где $z \geq 8$ – число зубьев звездочки.

4. Привод ГПМ

В качестве приводного элемента в ГПМ наиболее часто применяется электро- или гидропривод.



a — конструкция; *б* — кинематическая схема; 1 — гидродвигатель; 2 — барабан; 3 — соединительный вал; 4 — зубчатый обод барабана; 5 — дисковый тормоз; 6 — пружина тормоза; 7 — поршневой толкатель тормоза; 8 — регулировочный болт тормоза; 9 — опоры лебедки;

Крановые электродвигатели должны обеспечить:

- подъем полного груза,
- опускание груза в режиме торможения (генерирования энергии), под действием силы тяжести груза,
- опускание грузозахватного приспособления в реверсном режиме работы электродвигателя.

Поэтому специальные крановые электродвигатели переменного тока имеют обозначение: МТ, МТФ, МТВ, МТН – с фазным ротором; МТК, МТКФ, МТКН, МТКВ – с короткозамкнутым ротором.

Двигатели подбираются по потребной мощности

$$P_{номр} = \frac{F_{zp} \cdot V_Q}{60 \cdot \eta_0} = \frac{Q \cdot g \cdot V_Q}{60 \cdot \eta_0} \text{ (кВт)},$$

где $V_Q = 3 \dots 30$ м/мин – скорость подъема груза,

Q – в (т) – грузоподъемность.

Рекомендуется принимать двигатель с учетом режима эксплуатации, ближайшей меньшей мощности, т.к. специальные крановые электродвигате-

ли допускают работу с коэффициентом перегрузки при пуске и максимальным коэффициентом K_{II} и $K_{max} \approx 2 \dots 4$.

Выписываются значения $P_{дв}$, $n_{дв}$, $T_{пуск}$, $T_{макс}$, U_p .

5. Выбор редуктора. Уточнение скорости подъема груза и мощности двигателя

В механизмах ГПМ применяют специальные крановые одно- и многоступенчатые редукторы с повышенными коэффициентами запаса прочности.

Редукторы подбираются по:

$$\text{передаточное число редуктора } u = \frac{n_{дв}}{n_{б}}, \text{ где } n_{б} = \frac{V_{б}}{\pi D_{б}} = \frac{V_Q \cdot i_{II}}{\pi \cdot D_{б}},$$

V_Q – м/мин;

потребная мощность, передаваемая редуктором $P_p = k_p \cdot P_n$, где $k_p \geq 1$ – коэффициент, учитывающий условие работы редуктора; учитывается режим эксплуатации механизма.

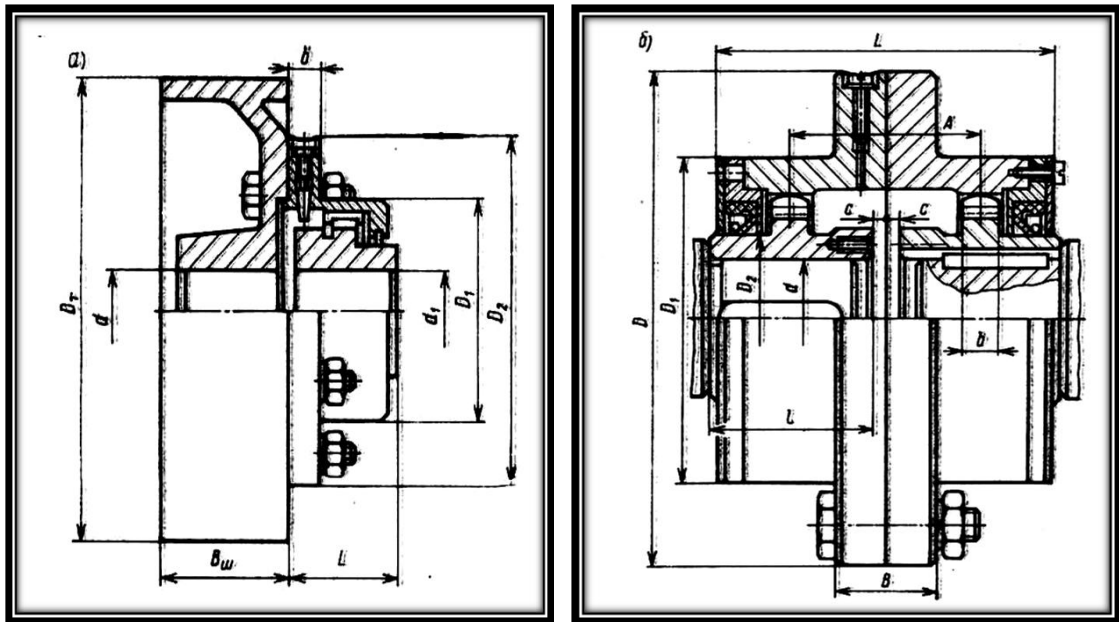
Рекомендуется принимать редуктор с ближайшим большим передаточным числом.

После выбора редуктора уточняются скорость подъема груза и потребляемая мощность двигателя

$$V_Q' = \frac{n_{дв} \cdot \pi D_{б}}{i_{II} \cdot u_p^{ГОСТ}}; P_{ум} = \frac{F_{зп} \cdot V_Q'}{60 \cdot \eta_0}$$

6. Муфты

Для соединения двигателя и редуктора (редуктора и барабана) применяются муфты общего назначения или специальные муфты с тормозным шкивом, типа МУВП, МЗП, МЗ и др.



a — муфта-тормозной шкив; *б* — соединительная муфта между валом-вставкой и валом электродвигателя

Обозначение муфты	Максимальный крутящий момент муфты, Н·м	Параметры зубчатого зацепления		Габаритные размеры, мм,								Маховый момент, Н·м
		<i>m</i> , мм	<i>z</i>	D_T	D_1	D_3	<i>d</i> не более	d_1	$B_{ш}$	<i>L</i>	<i>b</i>	
МЗЛ1	700	2,5	30	160/20 0	110	170	40	60	70/ 85	80	17	4 /5
МЗП2	1400	3,0	40	250 320	125	185	50	70	105/135	90	20	16 /25
МЗП3	3150	3,0	48	400	150	220	60	90	165	МО	20	5,4

№ муфты	T _{муфты} , Н*М	N _{тах} , об/мин	Размеры, мм									Параметры зубчатого зацепления			Масса, кг	G _М D _М ² , Н*М ²
			d	A _{min}	D	D ₁	D ₂	L	I	B	C	m., мм	z	b, мм		
1	710	6300	40	49	170	110	55	115	55	34	2,5	2,5	30	13	10,2	,1.2
2	1400	5000	50	75	185	125	70	145	70	34	2,5	2,5	38	15	14,3	2,1
3	3150	4000	60	95	220	150	90	170	85	40	2,5	3,0	40	20	24,0	4,2
4	5600	3350	75	125	250	175	110	215	105	40	2,5	3,0	48	25	38,0	8,5
5	8000	2800	90	145	290	200	130	235	115	50	5,0	3,0	56	25	57,0	8.6

Расчетный момент муфты

$$T_M = k_1 \cdot k_2 \cdot T_H, \text{ где}$$

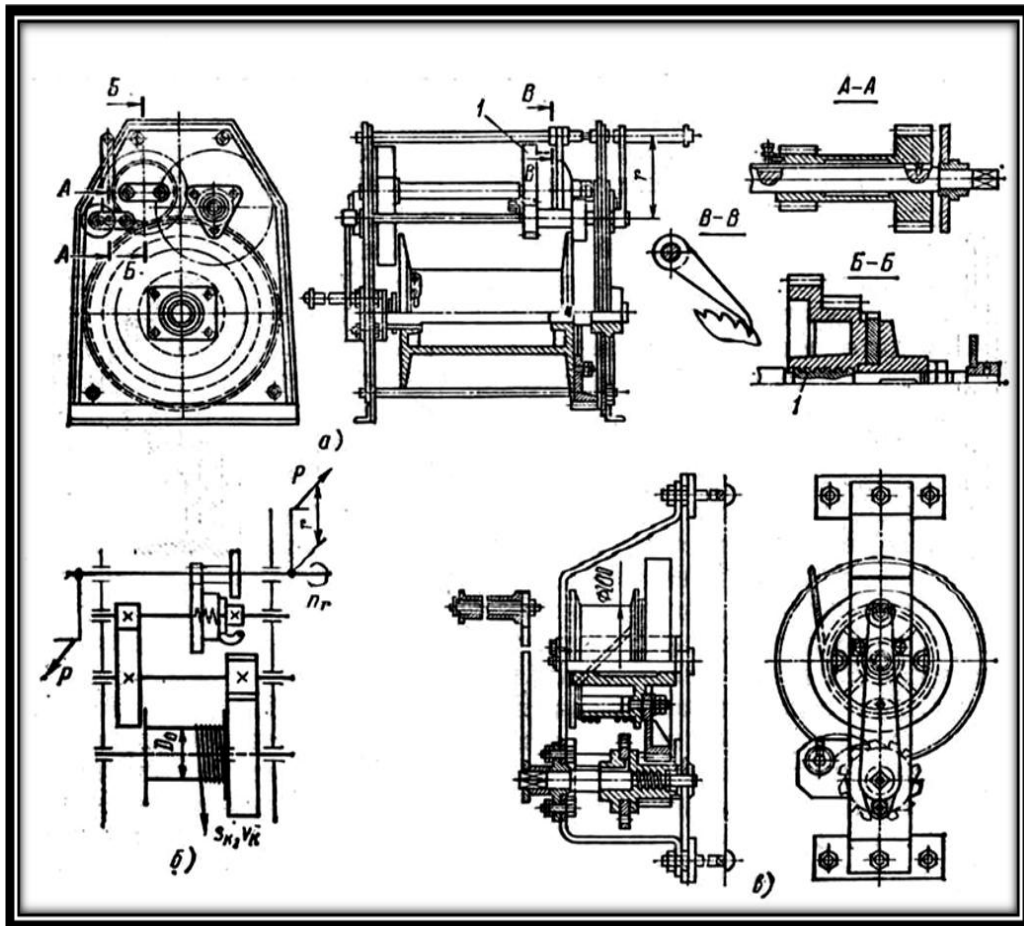
k_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма ($k_1 = 1,3$ – для механизма подъема и изменения вылета):

$k_2 = (1,1 \dots 1,5)$ – учитывает режим эксплуатации механизма (соотв. для режима 3М...6М).

$$T_H = 9550 P_H / n - \text{ момент на том валу, где устанавливается муфта.}$$

7. Ручной привод

В сельскохозяйственном производстве при ремонтных и монтажных работах часто используют простейшие грузоподъемные устройства с ручным приводом (лебедки и тали). В этих устройствах применяют рукоятки или тяговые колеса.



а, б — напольная (общий вид и кинематическая схема); в — настенная;

Общее передаточное число привода

$$u_0 = \frac{T_B}{T_{рук} \cdot \eta_0}, \text{ где}$$

$$\text{момент на барабане } T_B = F_{\max} \cdot z \frac{D_B}{2 \cdot \eta_{II}} = \frac{F_{zp} \cdot D_6}{i_{II} \cdot 2 \cdot \eta_{II}} = \frac{Q \cdot g \cdot D_6}{i_n \cdot 2 \cdot \eta_0};$$

момент на рукоятке (колесе)

$$T_{рук} = F_p \cdot l \cdot z \cdot \psi, \text{ где}$$

$F_p = 100 \dots 250$ н — усилие на рукоятке,

l — длина рукоятки (радиус колеса),

z — число рабочих,

ψ — коэффициент, учитывающий неравномерное приложение нагрузки.

Приняв частоту вращения рукоятки (колеса)

$$n_{рук} = (20 \dots 30) \text{ мин}^{-1},$$

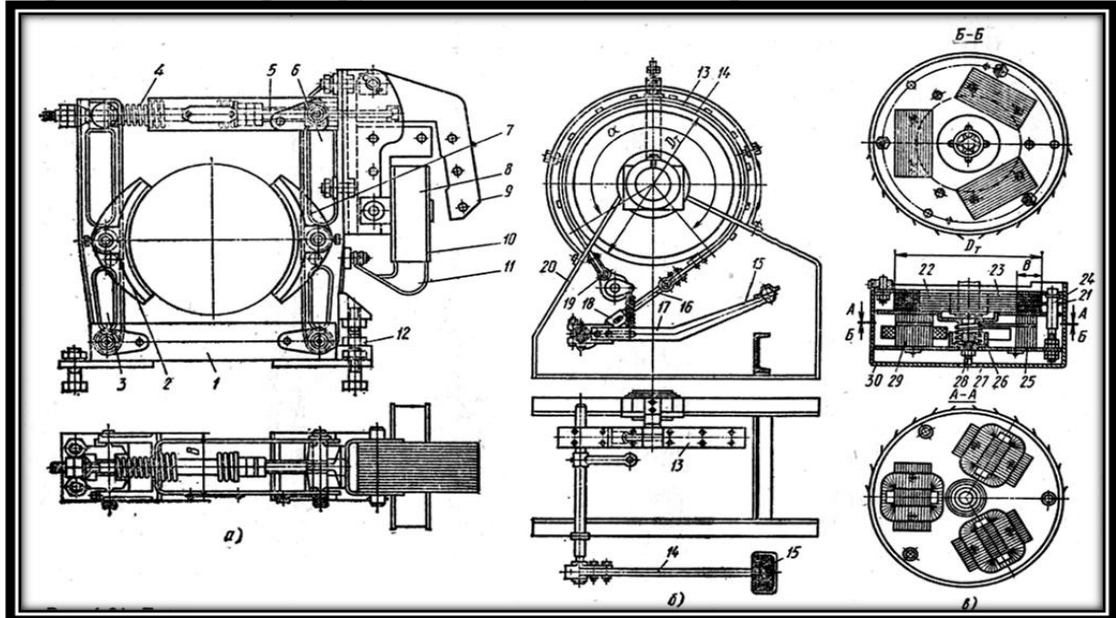
скорость подъема груза будет

$$V_Q = \frac{n_{рук} \cdot \pi D_6}{u_0 \cdot i_{II}}.$$

8. Тормоза и остановы

Согласно правилам устройства и безопасной эксплуатации ГПМ и кранов для стопорения их механизмов необходимы надежные устройства, в качестве которых используют тормоза и остановы.

Тормоза классифицируются по следующим признакам:



а — колодочный, управляемый клапанным электромагнитом; б — ленточный, управляемый ножной педалью; в — дисковый, управляемый электромагнитом;

а) по конструктивному исполнению — колодочные, ленточные, дисковые и конусные;

б) по назначению — стопорные и спускные;

в) по направлению усилия торможения — с радиальным давлением и с осевым давлением;

г) по характеру действия приводного усилия — нормально-замкнутые, нормально-разомкнутые и комбинированные;

д) по принципу действия — автоматические и управляемые.

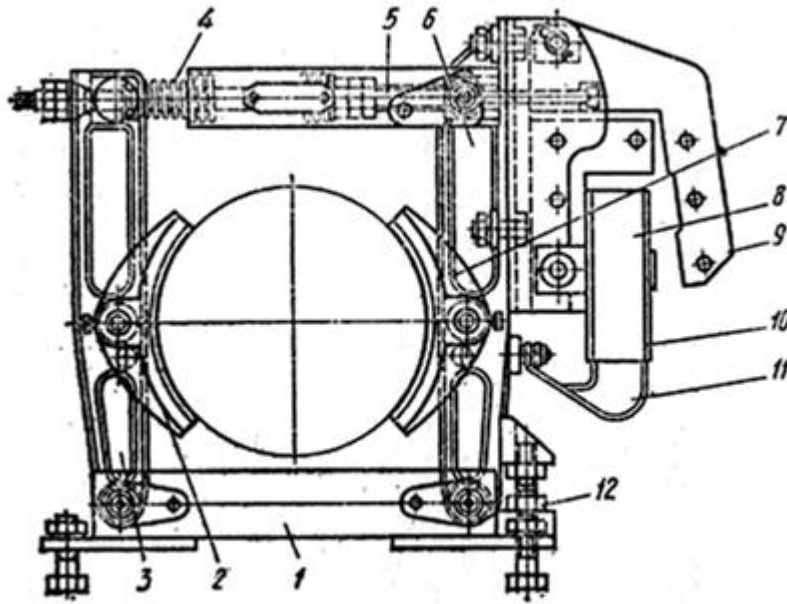
Тормоза устанавливают, как правило, на наиболее быстроходном валу, как наименее нагруженном.

Тормоза подбираются и рассчитываются по расчетному тормозному моменту

$$T_T = k_T \cdot T_c = k_T \frac{F_{зр} \cdot D_б \cdot \eta_0}{i_{II} \cdot u_p \cdot 2} = k_T \frac{Q \cdot g \cdot D_б \cdot \eta_0}{i_{II} \cdot u_p \cdot 2} \text{ (н} \cdot \text{м)},$$

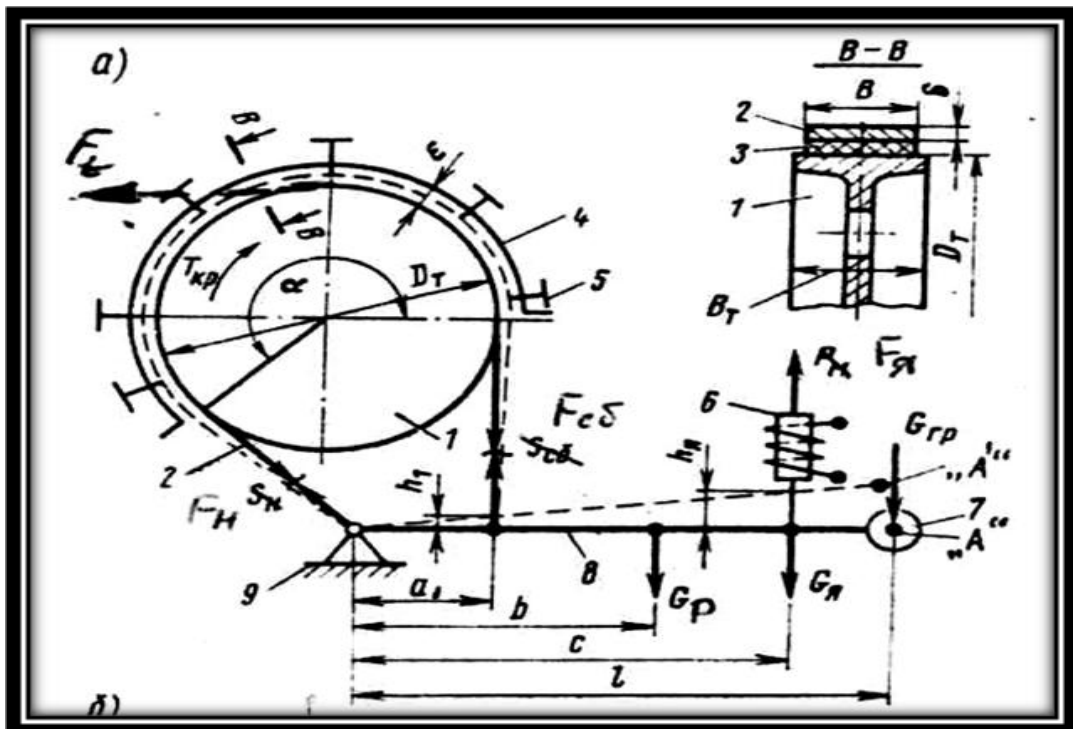
где $k_T = 1,5; 1,75; 2,0$ — коэф. запаса торможения для режимов 3М, 4М, 5М соответственно.

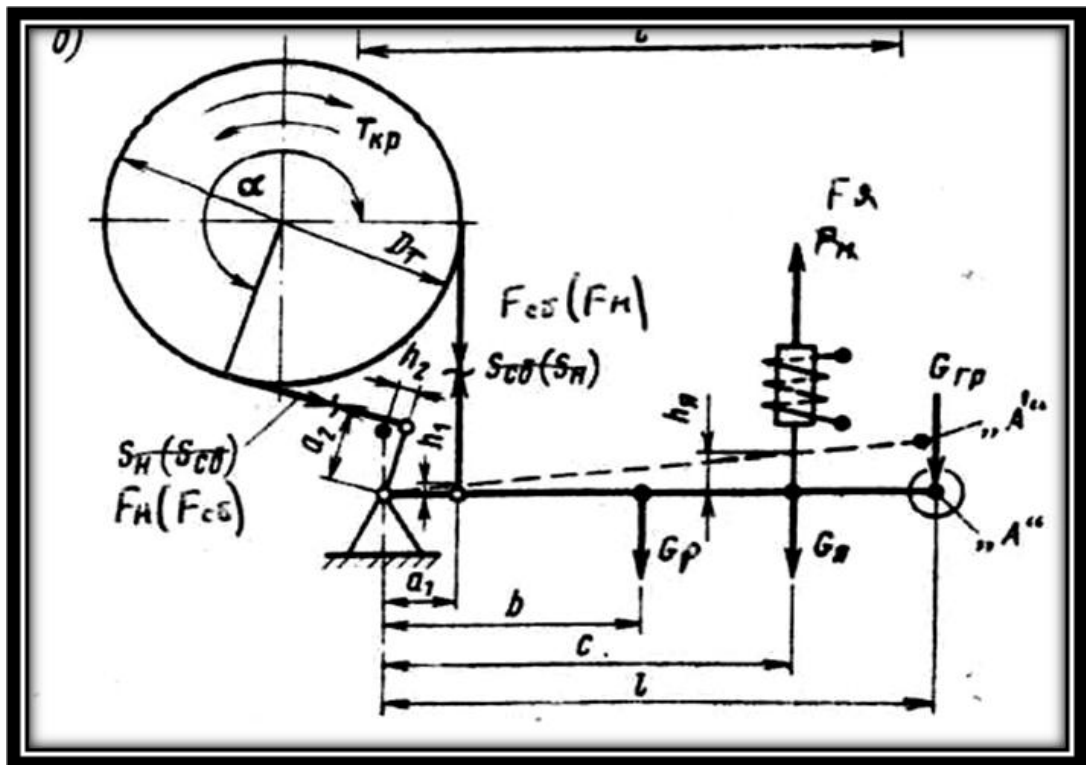
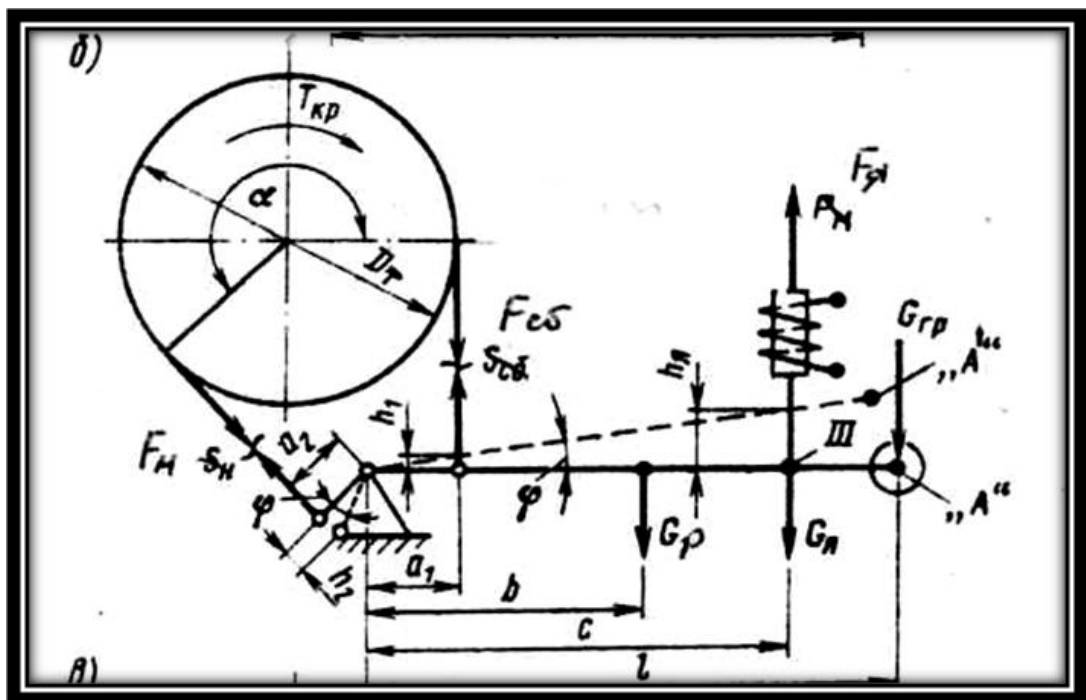
В крановых механизмах наиболее часто применяют двухколодочные пружинные тормоза типа ТКТ с короткоходовым электромагнитом переменного тока и тормоза с электрогидравлическим толкателем.



Данные тормоза, за счет изменения длины основной пружины, позволяют создавать тормозной момент, необходимый для удержания расчетного груза.

Ленточные тормоза применяются чаще всего в механизмах, где требуются большие тормозные моменты при сравнительно малых габаритных размерах. В зависимости от закрепления концов ленты различают следующие типы ленточных тормозов: простой, дифференциальный и суммирующий.





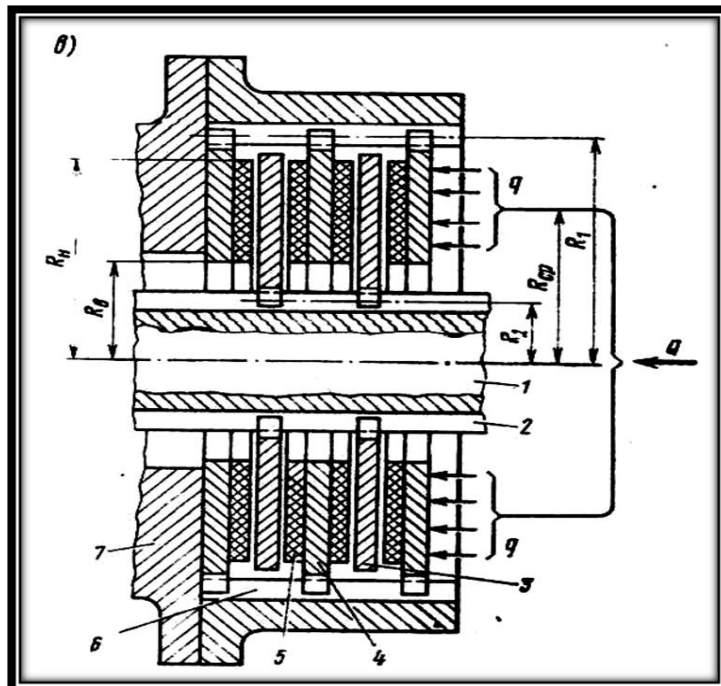
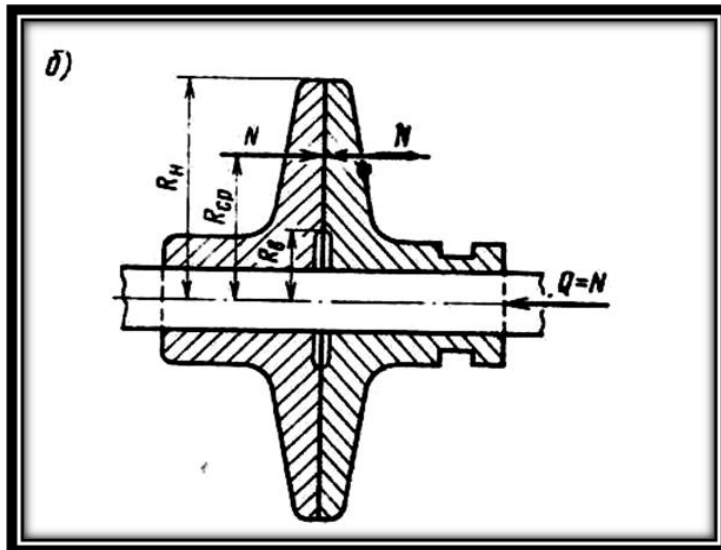
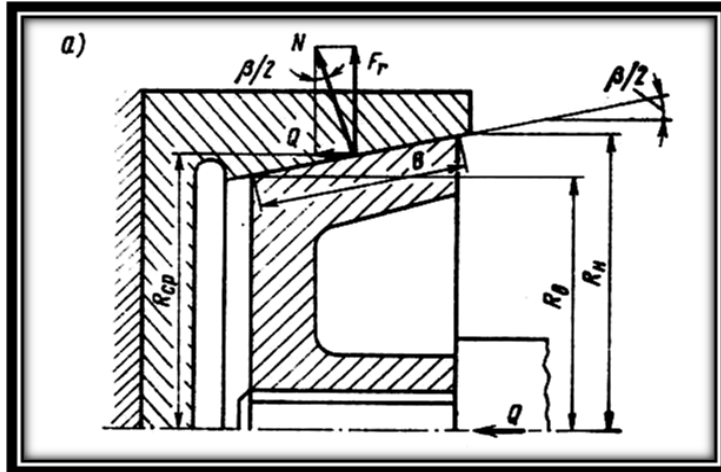
a — простой; *б* — дифференциальный; *в* — суммирующий

Простой и дифференциальный – тормоза одностороннего действия. Суммирующий тормоз позволяет создавать одинаковый тормозной момент при разном направлении вращения тормозного шкива.

Наибольшее усилие на замыкание у суммирующего, а наименьшее – у дифференциального ленточного тормоза.

Дисковые и конусные тормоза воспринимают тормозной момент корпусом и конусом либо дисками, свободно посаженными на валу и вращающи-

мися при подъеме груза. Обратное вращение (спуск) корпуса стопорится храповым остановом.



a — конусный; *б* — однодисковый; *в* — многодисковый

В данных тормозах усилие замыкания создаются осевыми силами либо в червячной паре, либо в винтовой. Чем больше груз на крюке, тем больше осевое замыкающее усилие. Поэтому для тормозов данного типа коэффициент запаса торможения принимается $k_T = 1,2 \dots 1,3$.

Остановы предназначены для удержания груза на вису от самопроизвольного спуска. Бывают: храповые и роликовые.

9. Механизм передвижения

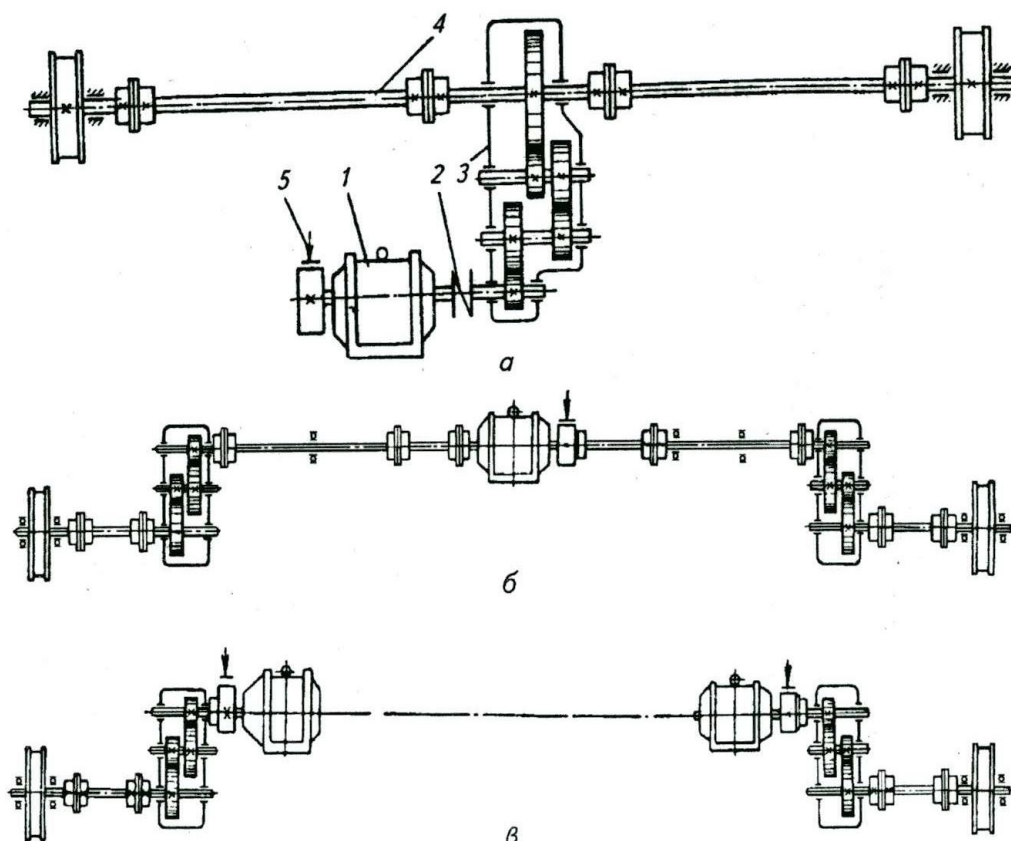
Механизмы передвижения предназначены для перемещения груза в пределах габаритов машины, а также для передвижения машины вместе с грузом в горизонтальной плоскости.

В ГПМ механизмы передвижения можно разделить на две группы:

а) механизмы, расположенные непосредственно на перемещаемой машине или тележке, в том числе, механизмы, расположенные непосредственно у ходового колеса;

б) механизмы, расположенные вне перемещаемого объекта с гибкой (канатной или цепной) тягой.

Кинематические схемы механизмов передвижения первой группы в зависимости от типа и расположения привода можно разделить на следующие:



Схемы механизмов передвижения кранов:

a — с тихоходным трансмиссионным валом; *б* — с быстроходным трансмиссионным валом; *в* — с раздельным приводом; 1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — редуктор; 4 — трансмиссионный вал; 5 — тормоз

- а) с центрально-расположенным двигателем и быстроходными трансмиссионными валами с концевыми редукторами;
- б) с центральным приводом и тихоходными валами;
- в) с отдельным индивидуальным приводом.

Потребная мощность двигателя определяется

$$P_{\text{нотр}} = \frac{W_{\text{тр}} \cdot V_{\text{кр}}}{10^3 \cdot 60 \cdot \eta_0}, \text{ где}$$

$V_{\text{кр}} = 15 \dots 40 \text{ м/мин}$ – скорость передвижения крана или тележки;

$$W_{\text{тр}} = \frac{2(Q + m_{\text{кр}}) \cdot g}{D_{\text{к}}} \left(f \frac{d_{\text{ц}}}{2} + \mu \right) k_p - \text{тяговое усилие, необходимое для пе-}$$

ремещения нагруженной тележки или крана.

$f = 0,01 \dots 0,02$ – коэф. трения в цапфе (подшипники качения)

$\mu = 0,0003 \dots 0,001$ мм – коэф. трения качения для колес с $D_{\text{к}} = 200 \dots 800$ мм.

$d_{\text{ц}} = (0,2 \dots 0,25) D_{\text{к}}$ – диаметр цапфы,

$k_p = 2 \dots 2,5$ – коэф., учитывающий дополнительное сопротивление от трения реборд о рельсы.

Передаточное число редуктора

$$u_0 = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к}}}, \text{ где } n_{\text{к}} = \frac{V_{\text{кр}}}{\pi D_{\text{к}}} \text{ (мин}^{-1}\text{)}$$

Редукторы подбираются с учетом передаваемой мощности или момента и с учетом режима эксплуатации.

Механизмы передвижения с гибкой тягой применяются, в основном, на

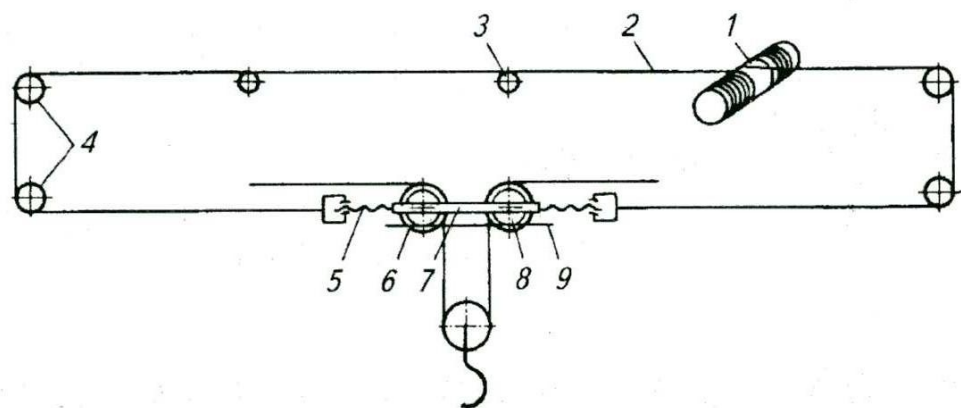


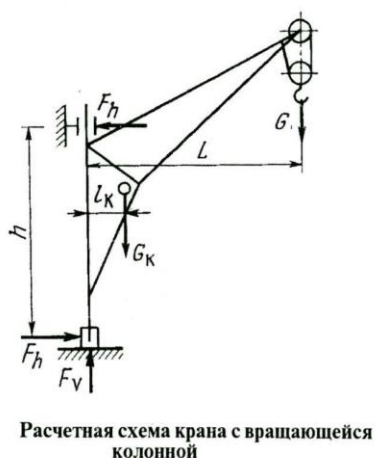
Схема канатного механизма передвижения грузовой тележки:

1 – барабан; 2 – тяговый канат; 3 – поддерживающие ролики; 4 – отклоняющие блоки; 5 – пружина; 6 – блоки механизма подъема; 7 – грузовая тележка; 8 – ходовые колеса; 9 – рельсовый путь

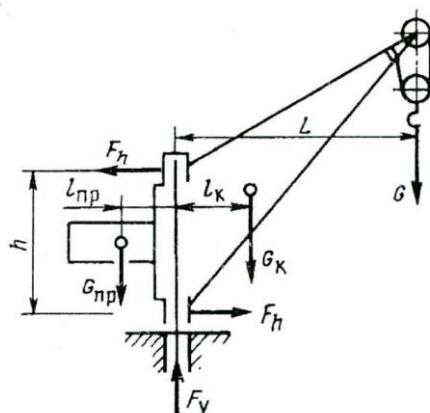
башенных кранах. Преимущества – малая масса и компактность. Недостатки – повышенный износ грузового и тягового канатов.

10. Механизмы поворота

Механизмы поворота, обеспечивающие вращение металлоконструкции крана и груза, могут устанавливаться либо на неподвижной, либо на поворотной части крана.



Расчетная схема крана с вращающейся колонной



Расчетная схема крана на неподвижной колонне

В механизмах поворота имеют место следующие сопротивления вращению:

от трения в опорах поворотной части крана ($T_{тр}$), от инерции вращающейся массы груза, от инерции вращающихся масс поворотной части крана, от ветровой нагрузки.

Мощность двигателя определяется

$$P_{дв} = \frac{T_{тр} \cdot \omega_{кр} \cdot k}{10^3 \cdot \eta_0}, \text{ где}$$

$T_{тр} = T_1 + T_2 + T_3$ – момент трения в верхней, нижней опоре и момент трения в упорном подшипнике.

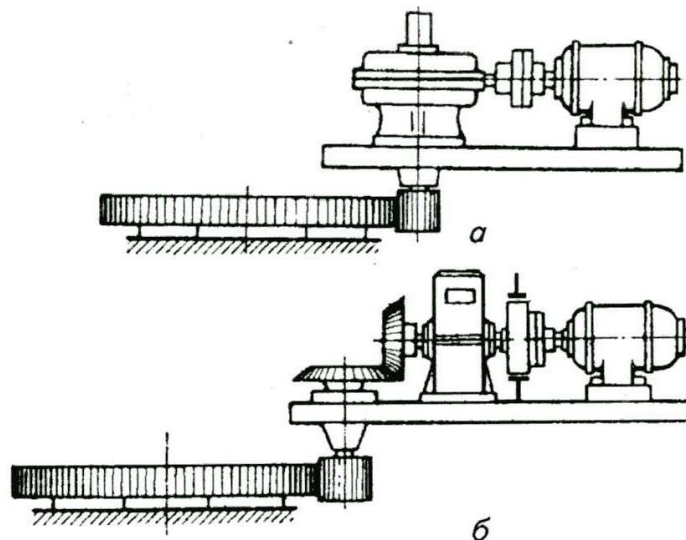
$k = (4 \dots 6)$ – учитывает инерционные нагрузки.

Частота вращения крана $n_{кр} = (0,75 \dots 3) \text{ мин}^{-1}$, зависит от вылета груза.

Передаточное число привода

$$u_0 = \frac{n_{дв}}{n_{кр}}.$$

Т.к. частота вращения крана небольшая, то общее передаточное число очень большое.



Схемы механизмов поворота:

a — с вертикальным червячным редуктором;
б — с горизонтальным зубчатым редуктором

Оно реализуется за счет применения многоступенчатых цилиндрических или планетарных редукторов и открытой зубчатой передачи. Можно применять и червячные редукторы, но обязательно с муфтой предельного момента.

11. Устойчивость кранов

ГПМ с нагруженными консолями или стрелами необходимо проверять на устойчивость от опрокидывания во избежание аварий, связанных с потерей устойчивости.

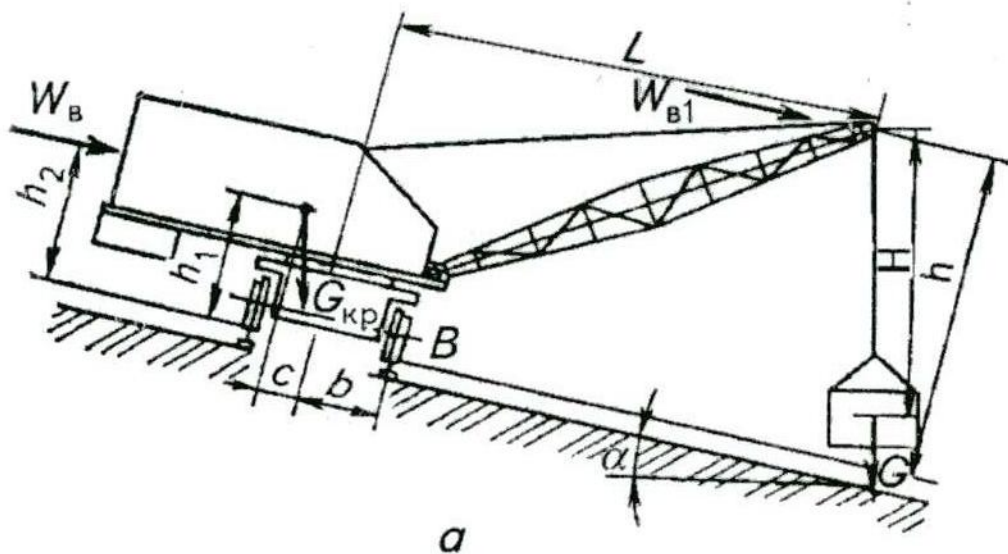
Определение устойчивости передвижных кранов, кранов, установленных на поворотной платформе или на полу помещения без фундамента, производят при наиболее неблагоприятных условиях с точки зрения сохранения ими устойчивости. К таким условиям работы крана относят: максимальный вылет нагруженного крана, направление ветра в сторону опрокидывания, максимальную нагрузку на крюке и действие сил инерции.

Коэффициент грузовой устойчивости

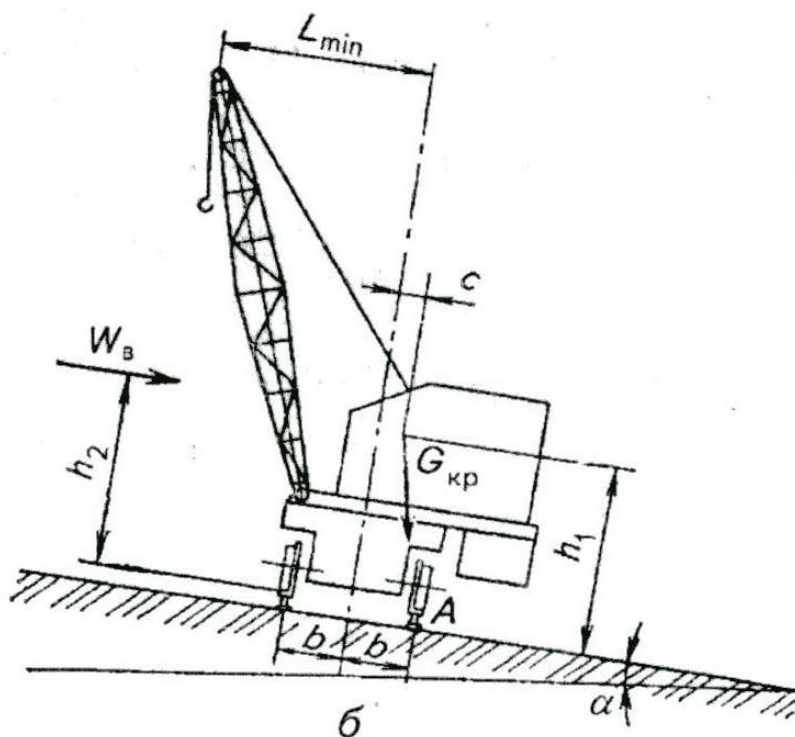
$$K_{gp} = \frac{T_{кр} + T_{np} - \Sigma T_{ин} - T_{вет}}{T_Q} \geq 1,15.$$

Если не учитываются силы инерции и ветра, то

$$K'_{gp} = \frac{T_{кр} + T_{np}}{T_Q} \geq 1,4.$$



Проверку собственной устойчивости крана производят для того, чтобы убедиться, что он не будет опрокидываться в сторону противовеса при отсутствии груза.



Расчетная схема для определения устойчивости крана:

a — грузовой; b — собственной. Принятые обозначения: G и $G_{кр}$ — сила тяжести соответственно груза и крана; W_B и W_{B1} — ветровые нагрузки на подветренные площади соответственно крана и груза; H — высота подъема груза; α — угол уклона; b, c — расстояния от оси вращения крана соответственно до ребра опрокидывания, проходящего через точку A или B , и до центра тяжести крана; L — вылет стрелы крана; h, h_1 и h_2 — расстояние от плоскости опорного контура крана соответственно до головки стрелы, центра тяжести крана и центра подветренной площади крана

Коэффициент собственной устойчивости

$$K_c = \frac{T'_{кр} - T'_{пр}}{T_{вет}} \geq 1,15.$$

Если не учитывается ветровая нагрузка, то

$$K_c^1 = \frac{T'_{кр}}{T_{пр}} \geq 1,4.$$

Из опыта эксплуатации кранов известно, что потеря кранами устойчивости и их опрокидывание является обычно результатом совокупного воздействия ряда неблагоприятных факторов, в том числе и человеческого фактора.

Все строительные башенные и самоходные краны снабжаются грузовысотными характеристиками, показывающие, какие массы груза можно поднимать в зависимости от вылета крюка.

Все строительные краны оборудованы приборами безопасности: ограничитель массы груза, ограничитель вылета стрелы, ограничитель грузового момента, датчик ветровой нагрузки, ограничитель высоты подъема груза и др.