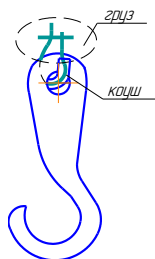


Лекционный материал

Конструкции крюков, петель, специальных захватов и захватных приспособлений для сыпучих грузов – самостоятельно (стр.74-93; *автостроп* – см. «Словарь» Крайнева).

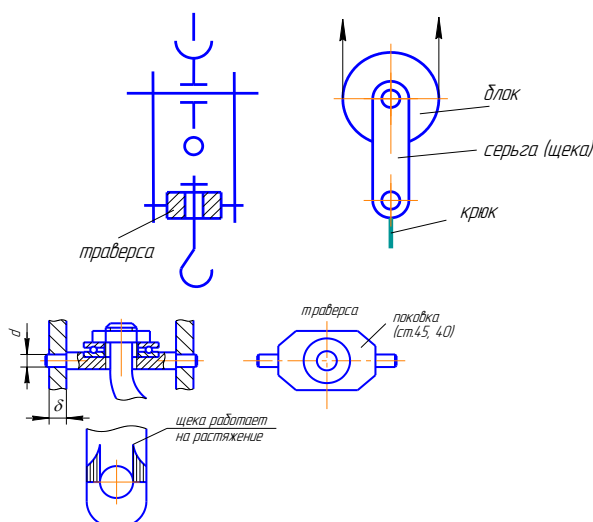
Соединение с гибким органом (канатом)

1 Для одной нитки каната или цепи – крюк с проушиной



Груз для утяжеления (чтобы канат не завивался)
Коуш – подкладка под крюк, чтобы не сминался канат.

2 Крюковые подвески (обоймы) – для 2 и более канатов



Упрощенный расчет

$$\sigma_p = \frac{Q}{2(B-d)\delta} \leq [\sigma_p] = 60...70 \text{ МПа} .$$

Основные расчетные соотношения.

Уточненный расчет (по формулам Ляме)

$$\sigma_p = \frac{Q}{2\delta r} \cdot \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \leq [\sigma_p] = 100 \text{ МПа} .$$

Проверка по уд. давлению ($[p]$ – аналог $[\sigma_{см}]$)

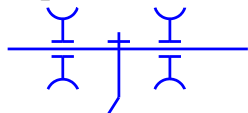
$$p = \frac{Q}{2d\delta} \leq [p] = 35 \text{ МПа}.$$

Траверса – на изгиб.

Подшипник – по статической грузоподъемности.

Резьба крюка – по I случаю.

3 Укороченная подвеска (при четном числе блоков).



Гибкие грузовые органы

Каната и цепи – самостоятельно (стр. 93-103)!

Расчет каната – очень сложен, работает на: σ_p , $\sigma_{изг}$, $\tau_{кр}$, $\sigma_{см}$ (контактное), $\sigma_{сж}$, поэтому точных расчетных методов еще не существует. Упрощенный расчет – по правилам ГГТН:

$$S_{разрыв} \geq K \cdot S_{max},$$

K – запас прочности;

S_{max} – фактическое (рабочее) max натяжение каната, т.е. расчет только на растяжение.

$K = 4 \dots 9$ (зависит от назначения и режима работы);

$S_{разрыв}$ – усилие разрыва каната *в целом*, т.е. определяет *агрегатную прочность* каната.

Т.е. $S_{разр} < S_{сумм}$, где $S_{сумм}$ – суммарное усилие разрыва всех проволок каната

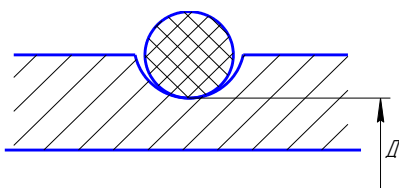
$$S_{разр} \approx (0,75 \dots 0,85) S_{сумм}.$$

Ограничения по изгибу (т.к. изгиб очень влияет на прочность каната):

$$D \geq (e - 1)d,$$

где d – диаметр каната,

e – коэффициент (по нормам ГГТН), $e = 16 \dots 35$ – режим работы: 16 – ручной и легкий, 35 – ВТ.



D – диаметр блока или барабана по дну канавки

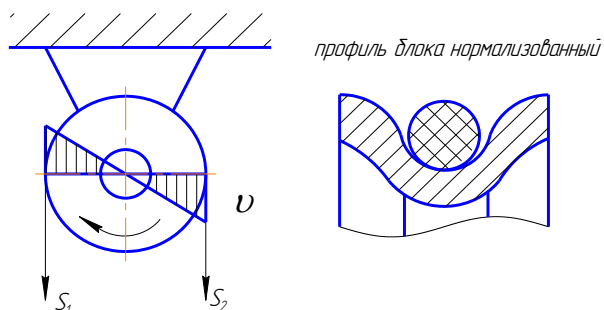
Для цепи: $S_{разр} \geq K_{ц} \cdot S_{max}$
 $K_{ц} = 3 \dots 8$

$$D_{зв} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \text{ где } z \geq 9.$$

Цепи – для работы с гладким барабаном (при $v \leq 1$ м/сек),
 - калиброванные цепи с фасонной звездочкой (соединение зацеплением).

Блоки и полиспасты

Блок неподвижный – блок с неподвижной осью



Подъем груза S_1 с постоянной скоростью, $S_2 > S_1$

$$S_2 = S_1 + W,$$

где W – усилие для преодоления потерь на трение в оси блока и на изгиб каната (жесткость),

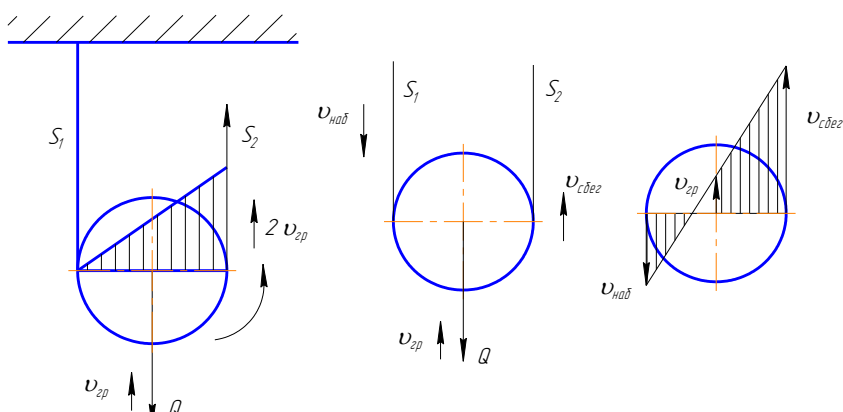
$$S_2 = S_1 / \eta,$$

где $\eta = 0,94 \dots 0,96$ – для подшипников скольжения,

$\eta = 0,97 \dots 0,98$ – для подшипников качения (но в величине η учтена и жесткость), т.е.

$$S_{сбег} = S_{наб} / \eta - \text{ для всех блоков и полиспастов.}$$

Подвижной блок – ось перемещается.

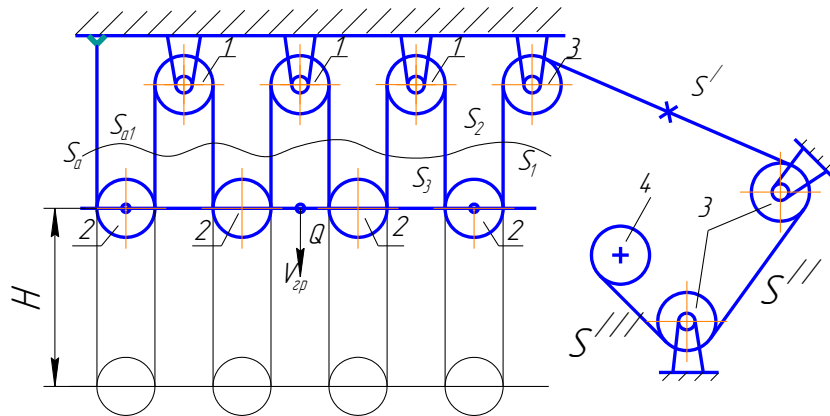


$S_2 > S_1$ – по тем же причинам.

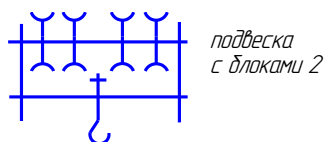
Если и другая ветвь движется:

$$v_{сбег} = v_{наб} + 2v_{зр}$$

Полиспаст – система подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибким органом. Он служит для выигрыша в силе (силовой) *или* в скорости (скоростной). В ГПМ чаще применяют силовые полиспасты.



Восьмикратный полиспаст (условная развернутая схема), на самом деле все блоки 1 и блоки 2 сидят на одной оси:



Блоки 1 – неподвижные.

Блоки 2 – подвижные.

Блоки 3 – обводные – для отведения каната.

Блоки 4 – для натягивания каната (при наматывании).

Блоки 3 для полиспаста не обязательны.

Кратность полиспаста a определяется числом перерезов канатов, на которых подвешен груз.

В ветвях полиспаста – натяжение S_i (от S_1 до S_a).

При отсутствии движения $S_1 = S_2 = \dots = S_{a-1} = S_a = Q/a = S_T$.

При подъеме груза

S_1

$S_2 = S_1 \cdot \eta$ (S_1 – сбег, S_2 – наб)

$S_3 = S_2 \cdot \eta = S_1 \cdot \eta^2$

$$S_a = S_1 \cdot \eta^{a-1},$$

т.е. происходит перераспределение натяжений, $S_1 > S_T$, $S_a < S_T$.

$$\sum_{i=1}^a S_i = Q = S_1 (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-1}) = S_1 \cdot \frac{1 - \eta^a}{1 - \eta} = S_1 \cdot \frac{1 - \eta^a}{1 - \eta}$$

$$\downarrow$$

$$S_1 = Q \cdot \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a}.$$

При опускании груза

$$S_a = Q \cdot \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a}.$$

На отрезках к обводным канатам

$$S' = S_1 / \eta \dots S''' = S_1 / \eta^3 = S_{\bar{o}} = S_{max}.$$

Максимальное натяжение каната (на барабане)

$$S_{max} = Q \cdot \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a} \cdot \frac{1}{\eta^t}.$$

где t – число обводных блоков.

По этому усилию рассчитывается канат $S_{разр} = K \cdot S_{max}$.

$$v_{\bar{o}} = v_{зр} \cdot a,$$

где $v_{\bar{o}}$ – скорость каната на барабане.

$$v_{a-1} = 2v_{зр}; \quad v_{a-3} = 4v_{зр};$$

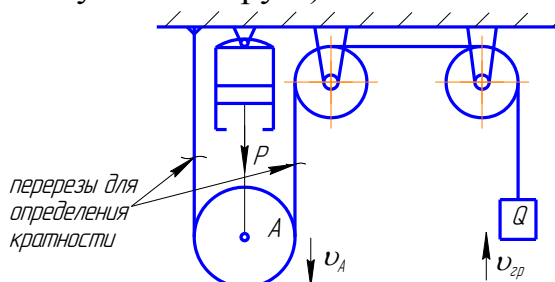
$$v_{a-5} = v_3 = 6v_{зр}; \quad v_1 = 8v_{зр}.$$

$$L = H \cdot a,$$

где L – необходимая длина намотки каната на барабан.

Эта схема называется *простым силовым полиспастом*.

В ГПМ с гидро- и пневмоприводом находят применение скоростные полиспасты (силовой полиспаст наоборот – меняем местами приложение рабочего усилия и груза)



$$v_{\text{зр}} = v_A \cdot a,$$

$$H = h \cdot a,$$

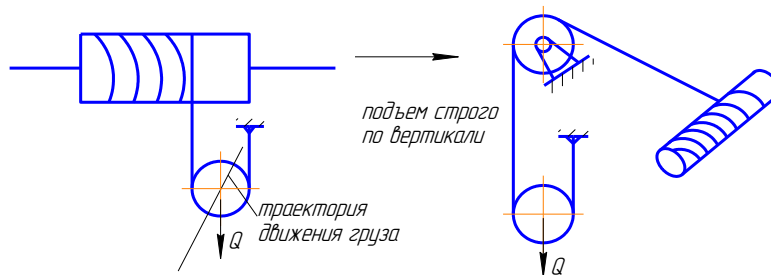
где H – высота подъема;

h – длина хода штока.

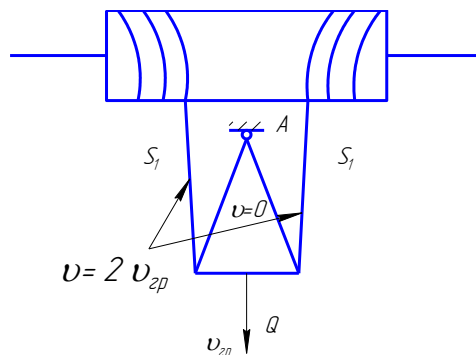
Простой двукратный

Здесь – двукратный полиспаст???

Ставим обводной блок
(механизм башенного крана)



Для вертикального подъема без обводных блоков применяют *сдвоенные полиспасты*:

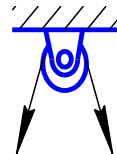
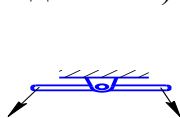


Для каждой половины полиспаста

$$S_1 = \frac{Q}{2} \cdot \frac{1-\eta}{1-\eta^a},$$

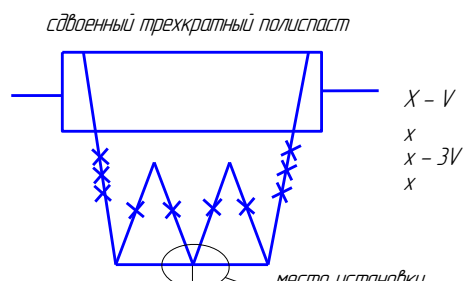
Здесь $a = 2$ (двукратный сдвоенный).

Узел A – выравнивающей устройство или уравнительный блок (вращения здесь нет).

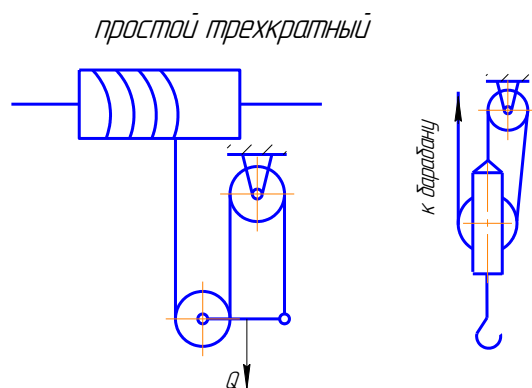


Для уравнительного блока $D_{\text{уп}} = 0,8D \geq (e-1)d$.

А в электроталях $D_{\text{уд}} = 0,6D$.

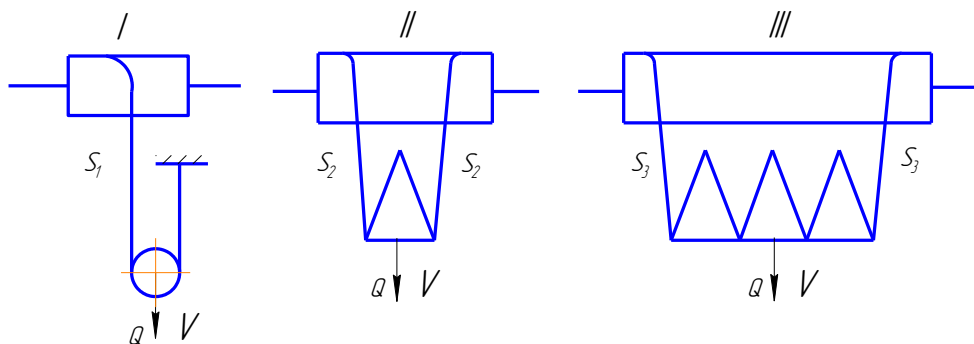


т.е. при четной кратности он расположен среди неподвижных блоков, при нечетной – среди подвижных.



Пример для практической работы.

Пусть даны Q_T , v_{zp}



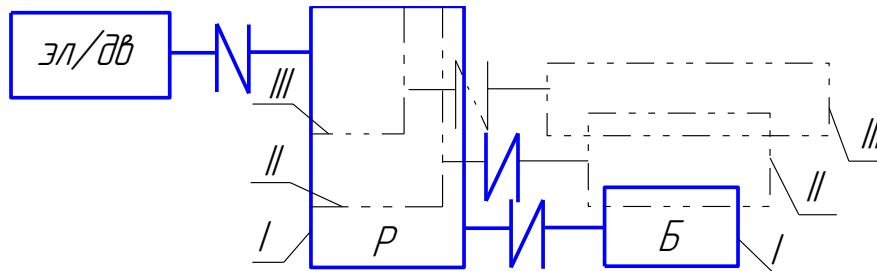
I – двукратный полиспаст;
 II – двукратный сдвоенный;
 III – четырехкратный сдвоенный.

	I		II		III
$P_{\text{дв}} \sim Q \cdot v$	P_1	\approx	P_2	\approx	P_3
$n_{\text{дв}}$ примем	n_1	$=$	n_2	$=$	n_3
Натяжной канат S_{max}	S_1	$>$	S_2	$>$	S_3
Диаметр каната d	d_1	$>$	d_2	$>$	d_1
Диаметр барабана $D_{\text{б}}$	D_1	$>$	D_2	$>$	D_3
$v_{\text{б}}$	$v_1 = 2v_{zp} = v_2 = 2v_{zp} < v_3 = 4v_{zp}$				

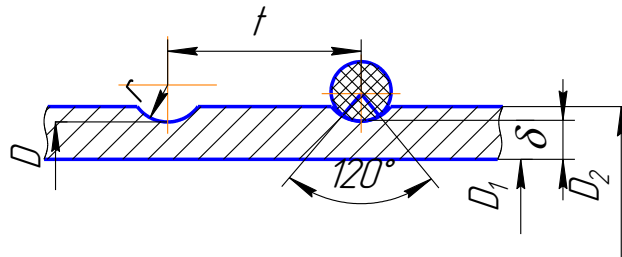
(т.к. $v_3 > v_2$ в 2 раза, а $D_3 < D_2$ менее, чем в 2 раза)

$$\begin{array}{ccccccc}
 n_6 \sim \frac{v_6}{D_6} & n_1 & < & n_2 & << & n_3 \\
 U_{ред} & U_1 & > & U_2 & > & U_3 \\
 L & L_1 & < & L_2 & < & L_3 \\
 l_6 & l_1 & < & l_2 & < & l_3
 \end{array}$$

Соотношения между элементами привода при одной мощности эл/двигателя

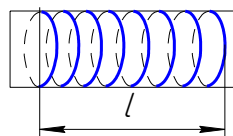


Барабан. Намотка каната в основном однослойная, т.к. при многослойной быстрее изнашивается канат.



Канавки для каната на поверхности барабана нанесены по винтовой линии.

$r = 0,54d$ (при этом угол контакта $\sim 120^\circ$), шаг нарезки $t = d + 2 \dots 3$ мм, т.е. витки не трутся друг о друга.



l – длина нарезанной части барабана без учета крепления каната;

L – общая длина каната при подъеме на h и при кратности a

$$L = a \cdot h$$

$$l = \left(\frac{L}{\pi D_2} + 1,5 \right) t,$$

где $\frac{L}{\pi D_2}$ – число шагов,

1,5 – неприкосновенные витки – они не должны сматываться никогда для повышения надежности крепления каната к барабану. В эти витки не входят витки для крепления.

Материал: чугуны (литой), сталь (литой – ст 25, сварной – ст 3).

Нагружен: изгиб, кручение, сжатие. Но расчет на изгиб и кручение – только для длинных барабанов ($l \geq 3D$), для коротких барабанов ($\sigma_{изг} + \sigma_{кр}$) $\leq 10...15\% \sigma_{сж}$.

Проверка на сжатие – все барабаны.

По формуле Лямэ $\sigma_{max} = \sigma_{сж}$ – на внутренней поверхности барабана:

$$\sigma_{сж} = 2p \cdot \frac{D^2}{D^2 - D_1^2}, \text{ где } p = \frac{2S}{Dt}.$$

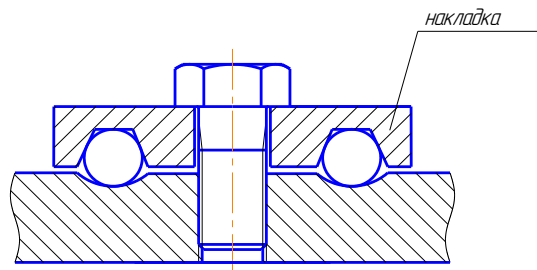
Примем $D \sim D - \delta$, тогда

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{max}}{t\delta} \leq [\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_{пред}}{n}.$$

Чугун $\sigma_{пред} = \sigma_{вр}$
 $n = 4,25$

Сталь $\sigma_{пред} = \sigma_T$
 $n = 1,5$

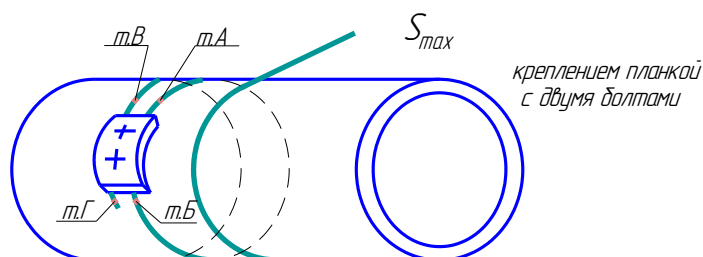
Крепление каната.



$S_{кр}$ (натяжение каната в т. А, т.е. в точке крепления) равно $\frac{S_{max}}{e^{f\alpha}}$.

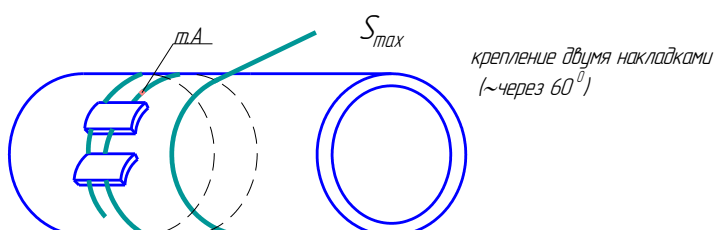
$f = 0,1...0,16$;

$\alpha = 3\pi$ (те самые 1,5 витка!).



$$S_{кр} = F_1 + F_2 + F_3,$$

где F_1 – сила трения между канатом, планкой и барабаном под планкой (участок А-В)



$$F_1 = N(f + f_1),$$

где N – усилие затяжки болта;

F_2 – сила трения каната на свободном участке (Б-В)

$$F_2 = S_B - S_B, \quad F_2 = (S_{кр} - F_1) - \frac{(S_{кр} - F)}{ef^{\alpha_1}},$$

F_3 – сила трения на участке (Б-Г), $F_3 = N(f + f_1)$

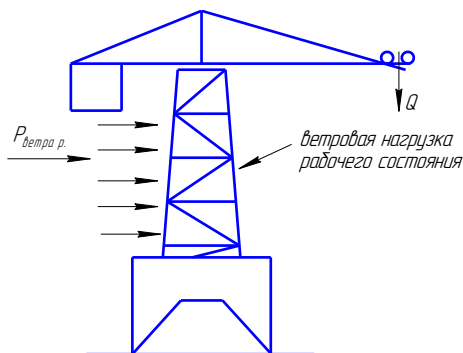
$$N = \frac{S_{кр}}{(f + f_1)(1 + ef^{\alpha_1})}.$$

Лекционный материал

Расчетные нагрузки.

Детали ГПМ рассчитываются на *прочность* и *выносливость*. Надо проанализировать все нагрузки, выбрать их наиболее опасные сочетания и провести по ним расчет. Все комбинации нагрузок для ГПМ разделены на три расчетных случая.

Расчетный случай I – нормальная нагрузка рабочего состояния. Здесь учитывают Q (номинальный), собственный вес, *ветровую нагрузку рабочего состояния*, динамические усилия при нормальных пусках и торможениях механизмов.



Расчет ведут по экв. нагрузкам из условия обеспечения надежной работы всех элементов крана без ремонта и замены в течение расчетного срока службы, т.е. на *выносливость!!!* (за исключением быстроизнашивающихся деталей). Ведется определение *грузовой устойчивости* крана, $P_{дв.}$ всех механизмов, $T_{тормоз.}$ всех механизмов.

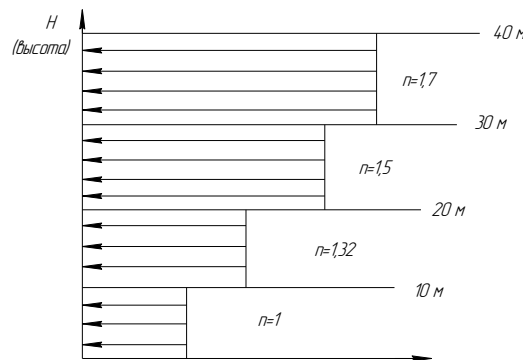
Расчетный случай II – максимальные нагрузки рабочего состояния. Здесь учитывают те же нагрузки, что и в случае I, но динамические нагрузки принимаются максимальными, возникающими в процессе экстренных пусков и торможений. Здесь ведут расчет *только на прочность!* (почему?).

Расчетный случай III – расчетные нагрузки нерабочего состояния. Здесь учитывают собственный вес и *ветровые нагрузки нерабочего состояния*, а также – снегопад, обледенение. По этому случаю рассчитывают

противоугонные захваты, определяется *собственная устойчивость* крана, рассчитываются тормозные устройства механизмов передвижения, поворота, вылета стрелы.

Также могут иметь спецслучаи: монтажные и сейсмические нагрузки, ударная волна при взрыве, удар в буфер и т.д. (при перевозке).

За ветровую нагрузку принимается предельная ветровая нагрузка, при которой обеспечивается нормальная эксплуатация крана. Ветровая нагрузка принимается действующей параллельно земле и изменяющейся по высоте крана:



Распределенная нагрузка

$$W_0 = q_0 \cdot n \cdot c \cdot \gamma \cdot \beta,$$

где q_0 – скоростной напор ветра на высоте до 10 м;

- (обычно для рабочего состояния принимают $q_0 = 150 \text{ Н/м}^2$, что соответствует ветру $v = 15 \text{ м/с}$; в определенных случаях q_0 до 250 Па).

- (для нерабочего состояния q_0 (ураган!) зависит от района – вся территория СССР разделена на 7 районов – q_0 от 280 Па до 1000 Па);

n – поправочный коэффициент по высоте (до 100 м; $n = 2,24$);

c – аэродинамический коэффициент (по ГОСТ) – учитывает парусность;

γ – коэффициент перегрузки (обычно $\gamma = 1,0 \dots 1,1$);

β – коэффициент, учитывающий пульсацию скоростного напора ветра (принимают по техническим условиям для соответствующего вида кранов).

Полная ветровая нагрузка (рабочего состояния)

$$W_p = \sum W_{pi} + W_{zp} \text{ – ветровая нагрузка на элементы крана;}$$

где $W_{pi} = W_0 \cdot S_i$ – наветренная площадь i – элемента;

$W_{zp} = W_{zp} \cdot S_{zp}$ – ветровая нагрузка на груз ($W_{zp} = q_{0nc}$).

Для нерабочего состояния

$$W_{np} = \Sigma \cdot W_{np}.$$

Для приближенных расчетов (еще неизвестна площадь отдельных элементов)

$$W = W' \cdot S_H,$$

где $W' = c' \cdot q$

$$S_H = \alpha \cdot S_K,$$

где S_K – площадь наветренного контура;

α – коэффициент заполнения (сплошности), обычно $\alpha = 0,25 \dots 0,5$;

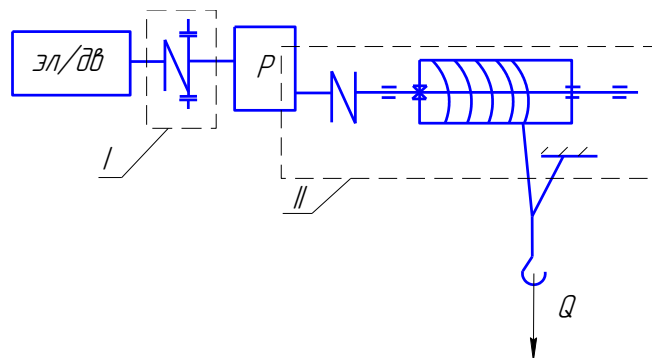
c' – аэродинамический коэффициент для приближенных расчетов.

При расчете мощности двигателей механизмов ветровая нагрузка принимается равной 60% от расчетной (а почему при расчете на прочность берется полностью, а здесь только 60%??).

Практическое занятие

Механизм подъема (МП)

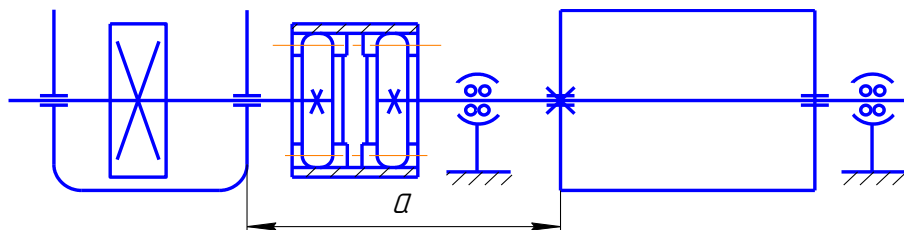
Принципиальная схема (различия разных схем конструктивные, непринципиальные).



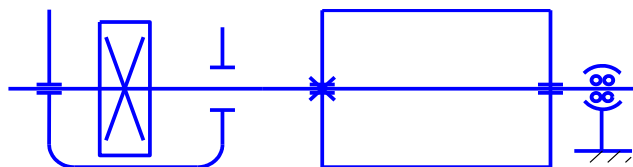
I – тормоз чаще ставится здесь ($\min T_{кр}$)

Муфта МУВП или зубчатая (если двигатель не фланцевый) и продольно или поперечно-свертная (если фланцевый).

II

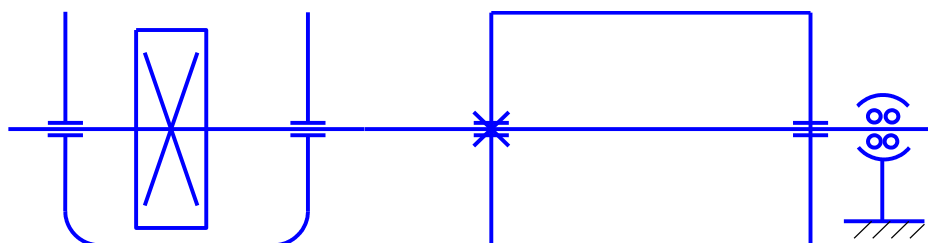


Классическая схема (*блочная система!* статическая определенность), муфта обычно зубчатая. Недосток – велик размер a . Есть способы его уменьшения, но нарушается блочность:

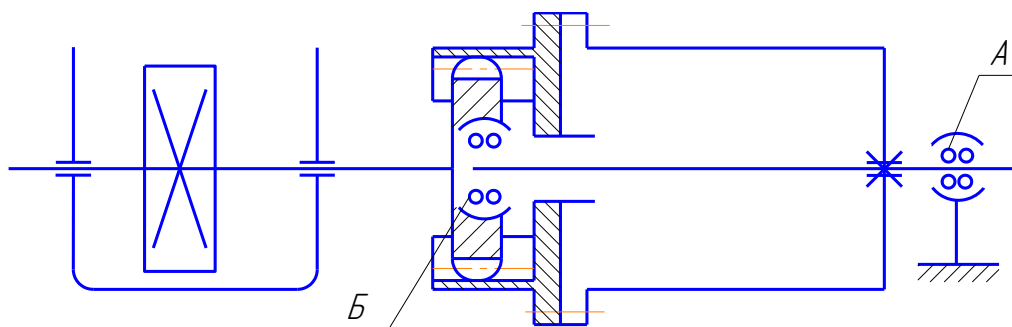


Снижена точность (барабан и зубчатое колесо на одном валу).

Статическая неопределимость

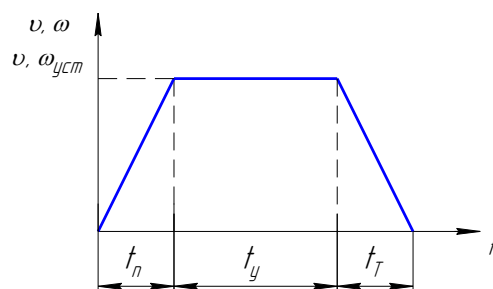


Наиболее распространенная современная схема:



подшипник A – внутреннее кольцо вращения, наружное неподвижно – расчет по динамической грузоподъемности;
подшипник B – кольца вращаются с одной скоростью, т.е. неподвижны друг относительно друга – расчет по статической грузоподъемности.

Работа механизма подъема.



1 t_y (установившееся движение)

$$T_c = \frac{S_{\max} \cdot m \cdot D_b}{2 \cdot u_m \cdot \eta_m} - \text{статический момент на входе!}$$

где T_c – приведенный к эл/двигателю.

m – количество канатов на барабане (1 или 2) см. ниже.

$$P_c = \frac{Q \cdot v_{zp}}{\eta_0} - \text{подъем.}$$

Здесь η_0 – общее кпд, а η_m – кпд механизма без полиспаста, т.к. кпд полиспаста учитывается в S_{\max} .

$$\eta_0 = \eta_m \cdot \eta_n \quad (\eta_n - \text{полиспаст}).$$

Вопрос – чему равен η_n ???

$$t_y = \frac{h}{v_{zp}},$$

где h – высота подъема груза.

2 t_n (пуск) – кроме статических, надо учитывать динамические нагрузки (инерционные).

По принципу Даламбера

$$T_{ср.пуск} = T_c + T_{ин1} + T_{ин2},$$

где $T_{ср.пуск}$ – влияние упругости рабочих органов и элементов привода при рассмотрении неустановившихся процессов не учитываем!!!

T_c – момент статического сопротивления характеризует изменение потенциальной энергии груза (при подъеме T_c положителен, при спуске – отрицателен);

$T_{ин1}$ – момент сил инерции вращающихся масс механизма;

$T_{ин2}$ – момент силы инерции, необходимые для разгона груза с определенным ускорением.

Все моменты приводятся к одному валу (обычно валу двигателя).

$$T_{ин1} = J_1 \varepsilon_1 + J_2 \varepsilon_2 \cdot \frac{1}{u_{1-2} \cdot \eta_{1-2}} + J_3 \varepsilon_3 \cdot \frac{1}{u_{1-3} \cdot \eta_{1-3}} + \dots + J_x \varepsilon_x \cdot \frac{1}{u_{1-x} \cdot \eta_{1-x}},$$

где $J_1 \varepsilon_1$ – вращающиеся массы на 1-ом валу;

$J_2 \varepsilon_2$ – вращающиеся массы на 2-ом валу.

$J = m \cdot \rho^2 \leftarrow$ в термехе.

$$J = \frac{G}{g} \cdot \frac{D^2}{4},$$

где D – диаметр инерции \leftarrow в ПТУ;

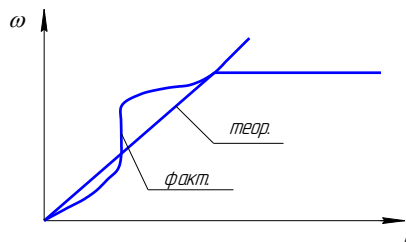
GD^2 – маховый момент массы.

Эта величина для сложных тел определяется экспериментально.

Обычно сумма всех членов, кроме первого, в выражении для $T_{ин1}$ составляет 10-12% от первого, почему?

$$T_{ин1} = (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{(GD^2)_1 \pi n_1}{120 g t_n} = (1,1 \dots 1,2) \frac{(GD^2)_1 n_1}{375 t_n},$$

т.к. принимаем $\varepsilon_1 = const$, $\varepsilon_1 = \frac{\omega_1}{t_n} = \frac{\pi n_1}{30 t_n}$, где $\varepsilon_x = \frac{\omega_x}{t_n} = \frac{\omega_1}{u_{1-x} \cdot t_n}$.



$$T_{ин2} = \frac{T_{\delta}}{u_m \cdot \eta_m},$$

где $T_{\delta} = F_{\delta} \cdot \frac{D_{\delta}}{2}$ – момент на барабане от силы инерции груза.

F_{δ} – не S_{max} !

$$F_{\delta} = \frac{F_{zp}}{a \cdot \eta_n},$$

где a – кратность полиспаста;

η_n – КПД полиспаста.

F_{zp} – сила инерции, действующая на груз (не Q).

$$F_{zp} = m_{zp} \cdot j,$$

где j – ускорение движущегося груза.

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{v_{cp}}{t_n} \rightarrow F_{cp} = \frac{Q \cdot v_{cp}}{g \cdot t_n}$$

$$T_{\delta} = \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \frac{1}{a \cdot \eta_n} \cdot \frac{Q \cdot v_{cp}}{g \cdot t_n} = \frac{D_{\delta} \cdot Q \cdot v_{\delta}}{2a^2 \cdot g t_n \cdot \eta_n} \text{ (т.к. } v_{cp} = \frac{v_{\delta}}{a} \text{)}.$$

$$T_{ин2} = \frac{D_{\delta} \cdot Q}{2a^2 g t_n \eta_n} \cdot \frac{1}{u_m \cdot \eta_m} \cdot \frac{\pi n_1}{30} \cdot \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \frac{1}{u_m} = \frac{Q \cdot D_{\delta}^2 \cdot \pi n_1}{120 \cdot a^2 g t_n \eta_0 \cdot u_m^2}.$$

Теперь можно определить необходимый пусковой момент \rightarrow определяем t_n любого механизма по рекомендованным ускорениям.

При пуске:

задается ускорение j



определяем t_n



определяем $T_{ср.пуск}$ и выбираем двигатель.

3 t_T (торможение) – мощность развивает не двигатель, а тормоз. Уравнение Даламбера примет вид:

$$T_T = T_c^T + T_{ин1}^T + T_{ин2}^T,$$

(T_c^T - при спуске положительно, при подъеме отрицательно).

$$T_c^T = \frac{S_{\delta} m D_{\delta} \cdot \eta_m}{2u_m},$$

т.е. мощность торможения на выходе больше, чем на входе. Кпд в числителе, т.к. потери способствуют торможению.

$T_{ин1}^T$ и $T_{ин2}^T$ - по прежним формулам, только вместо t_n ставим t_T , а кпд η_0 – в числитель. По этой формуле определяем t_T , но T_T определять нельзя! Эта величина определяется по нормам ГГТН из условия надежного удерживания поднятого груза с заданным запасом торможения:

$$T_T \geq K_T \cdot T_{стат}^T,$$

K_T – зависит от режимов работы (1,5...2,5).

$$T_{stat}^T = \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \frac{Qm}{au_m} \cdot \eta_m,$$

т.к. груз неподвижен, то не учитываем потери в полиспасте (считаем по Q , а не по S_{max}).

$\frac{Q}{a} - S$ при неподвижном барабане.

Ускорения при пуске и торможении применяются равными и зависят от назначения механизма $j = j^T$:

Диапазон:

- краны, работающие с расплавленным $Me - 0,1$ м/сек²;
- краны, работающие в механосборочном производстве – 0,2;
- краны, работающие в металлургических цехах – 0,5;
- рейферные краны – 0,8;
- лифты – 2,0...3,5.

При торможении:
задается моментом T_T (ГГТН)



определяем t_T

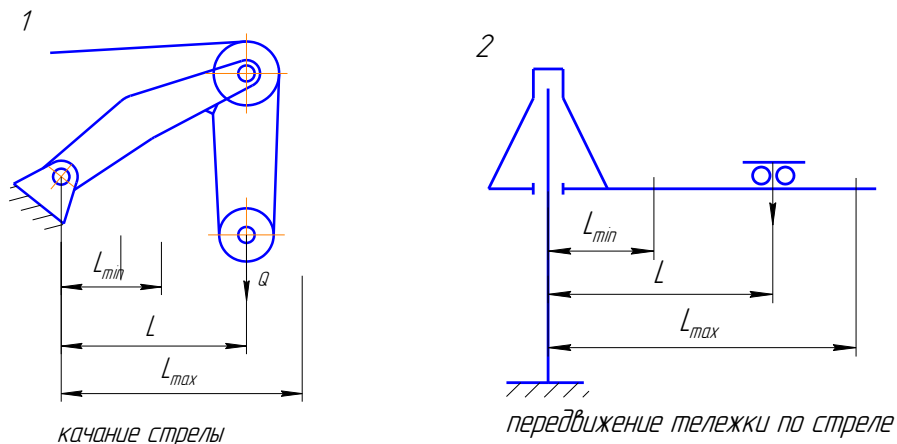


определяем j_T

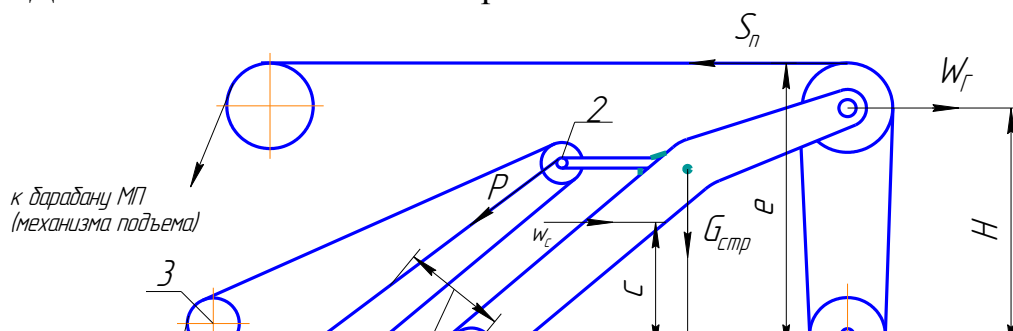
и проверяем, соответствует ли оно нормативным (рекомендуемым) значениям.

Механизм изменения вылета (МИВ).

Два принципиальных типа (для изменения вылета стрелы):



Для 1 типа наиболее часто применяется канатный полиспаст:



Блоки:

1 – неподвижный;

2 – подвижный;

3 – обводной.

Активные силы, действующие на стрелу: Q , $G_{стр}$, P , S_n , усилия ветра рабочего состояния, действующие на груз W_G и на стрелу W_c .

H – плечо действия W_G при максимально поднятом грузе:

$$\Sigma M_0 = QL + G_{стр}a - P \cdot h - S_n \cdot e + W_G \cdot H + W_c \cdot c = 0.$$

Определяем требуемое усилие $P!!!$

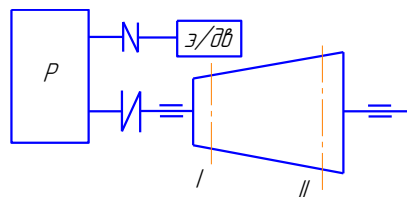
Зная P , определяем

$$S_{\max} = P \cdot \frac{1 - \eta}{(1 - \eta^a) \eta^t},$$

$$T_{\max \text{ бар.}} = \frac{S_{\max} \cdot D_{\bar{o}}}{2}.$$

Но $P = var \rightarrow S_{\max} = var \rightarrow T_{\max \text{ бар.}} = var!$

Поэтому, в отличие от барабана МП (схема привода аналогична) барабан МИВ иногда делают переменного диаметра:



I – максимальное натяжение (нижнее положение стрелы);

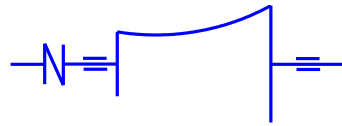
II – минимальное натяжение (верхнее), тогда $T_{бар} \cong const$.

Необходимая величина тормозного момента T_T определяется по запасу торможения $K_T = 2$ (по нормам ГГТН),

$$T_T = K_T \cdot T_{стат}^T,$$

причем $T_{\text{стат}}^T$ определяется для наиболее опасного случая (когда P имеет максимальное значение).

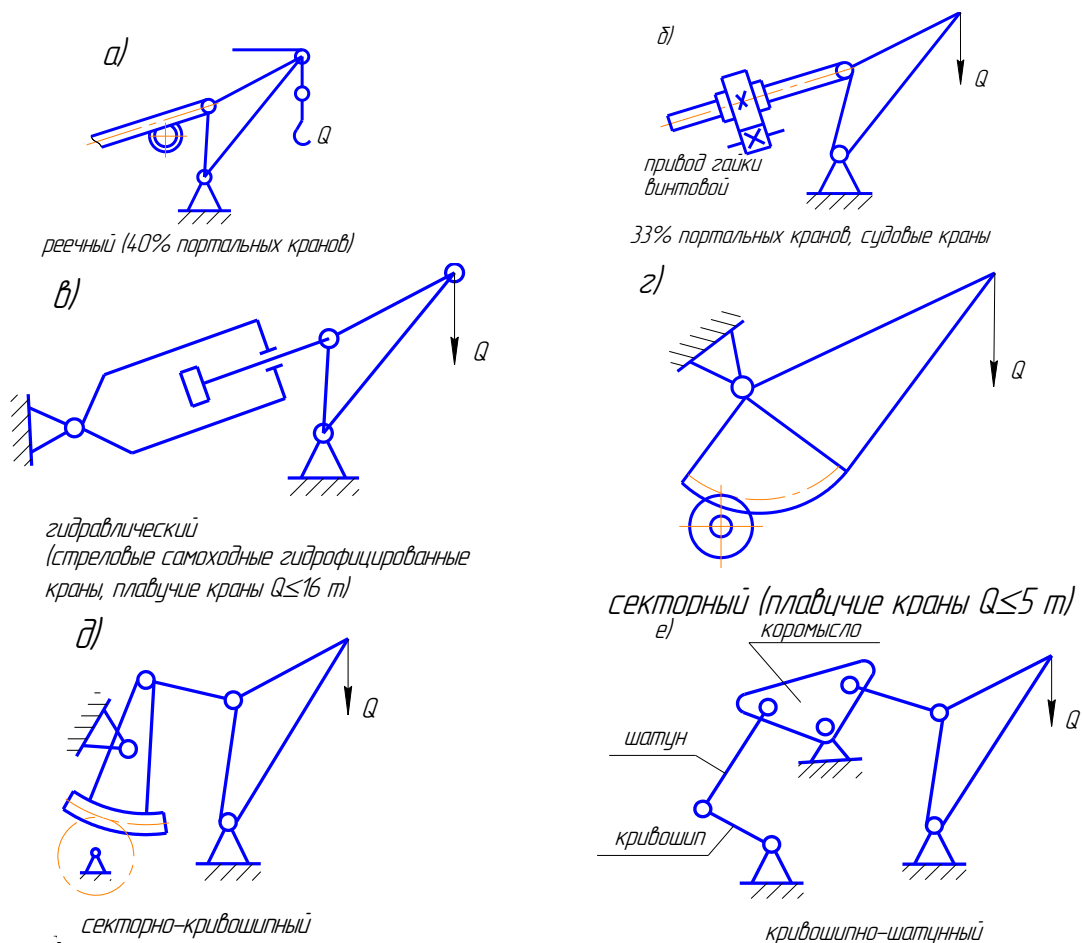
Для большего постоянства $T_{\text{бар}}$ делают барабан со спецпрофилем:



Для обеспечения безопасной работы механизмов подъема и изменения вылета ГПМ оборудуются автоматически действующими приборами безопасности, выключающими механизмы при подходе груза или стрелы к предельным положениям, а также при превышении допустимой величины груза. Это концевые выключатели, ограничители высоты подъема, ограничители грузоподъемности и грузового момента.

Лекционный материал

Схемы с жесткой кинематической связью (кроме полиспастной):



Если машины транспортируют ядовитые и взрывчатые вещества и кислоты, то МИВ имеют по 2 тормоза!!! В крайних положениях стрелы надо ставить пружинные или резиновые буфера, которые рассчитываются по нагрузке, вызванной максимальным моментом двигателя.

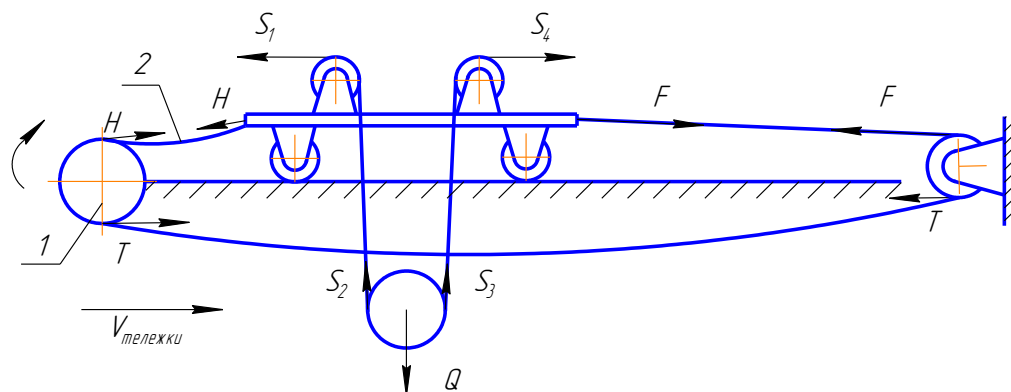
Механизм передвижения.

Служит для перемещения груза по горизонтали 2 типа механизмов:

1 механизм передвижения расположен непосредственно на перемещаемом объекте;

2 механизм передвижения расположен отдельно и соединен с перемещаемым объектом с помощью гибкой тяги.

Эти механизмы являются одновременно 2-м типом механизмов изменения вылета:



1 – привод, 2 – тяговый орган:

1 – барабан ← 2 – канат

1 – звездочка ← 2 – цепь.

Широко применяется в башенных кранах (позволяет значительно уменьшить габариты тележки). Применяется также в кабельных кранах.

Канат механизма подъема перекачивается по блокам, и груз Q остается на той же высоте!

Скорость v невелика → расчет обычно статический (без учета динамики). Практически вычислить ΔS . Разность натяжений S_1 и S_4 механизма подъема воспринимается тележкой, поэтому для компенсации этой разницы ставят тормозное устройство.

$$Q = S_2 + S_3$$

если движение вправо, то S_3 – набегающая ветвь

S_2 – сбегающая ветвь

$$S_2 = S_3 \cdot \eta \rightarrow S_3 = \frac{Q}{1 + \eta},$$

тогда

$$S_1 = S_2 \cdot \eta = \frac{Q}{1 + \eta} \cdot \eta^2$$

$$S_4 = \frac{S_3}{\eta} = \frac{Q}{\eta(1+\eta)}$$

$$\Delta S = S_4 - S_1 = Q \cdot \frac{1-\eta^3}{\eta(1+\eta)}.$$

В общем случае (груз подвешен не на 2-х, а на a канатах, a – четное)

$$\Delta S = Q \cdot \frac{(1-\eta)(1-\eta^{a+1})}{\eta(1-\eta^a)}.$$

Тяговое усилие

$$F = W + F_{mp} + \Delta S + H(1 - \eta_{бар} \cdot \eta_{бл}),$$

без учета инерционных нагрузок и уклона пути, где

W – ветровая нагрузка;

F_{mp} – сопротивление сил трения;

H – сопротивление от провисания каната или цепи (принимают по

допускаемому провисанию $h = 0,1 \dots 0,15$ м или $h = \left(\frac{1}{30} \dots \frac{1}{50}\right)l \rightarrow H = \frac{ql^2}{8h}$).

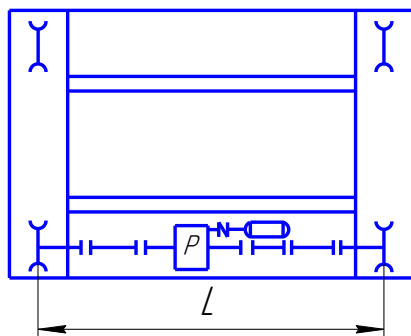
Первый тип:

а) схема с тихоходной трансмиссией и центральным приводом;

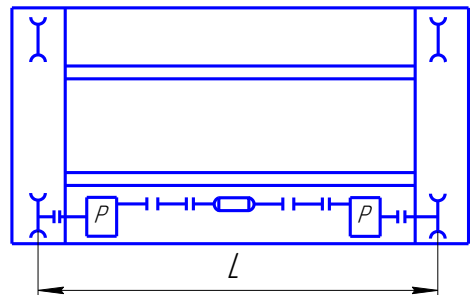
б) схема с быстроходной трансмиссией и центральным приводом.

в) с раздельным приводом!!! (при $\frac{L}{B} < 6$)!

а/



б/



мостовые краны с 4-мя колесами (но бывает и 8, 16, 32 ходовых колеса).

а) Трансмиссионный вал состоит из двух участков, два выхода у редуктора.

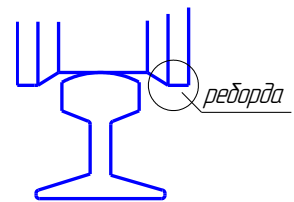
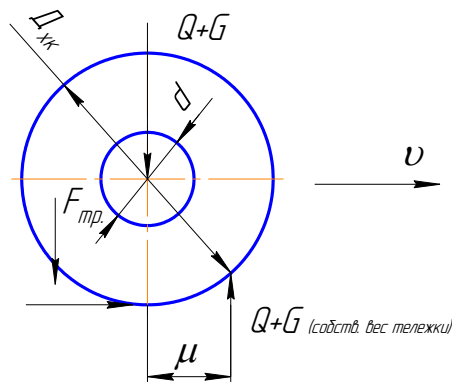
Вал тихоходный → максимальные усилия → размеры растут, большие подшипники, муфты. Но! не нужна большая точность. $L = \text{до } 15 \text{ м!}$

б) Два участка трансмиссионного вала, два выхода у двигателя. Размеры валов меньше, но два редуктора (хотя и половинной мощности) → при $L = 15 \dots 20 \text{ м}$ гораздо легче и экономичнее. Но требует повышенной точности. Необходима проверка на вибростойкость! Требуется балансировка.

в) При $L > 20 \text{ м}$.

Практическое занятие

Сопротивления передвижению (учитываем только сопротивления на ходовом колесе, а передача – в кпд).



1 – сопротивление сил трения:

- а) в подшипниках х.к.;
- б) качение х.к. по рельсу;
- в) реборды х.к. о головку рельса;

2 – силы инерции вращения масс и поступательного движения;

3 – ветровая нагрузка W (не всегда);

4 – уклон пути (если он задан техническими условиями). (Не всегда).

Установившееся движение:

$T_{тр}$ – момент сопротивления сил трения (приводим к оси х.к.)

$$T_{тр} = \left[(Q + G) \cdot f \cdot \frac{d}{2} + (Q + G) \cdot \mu \right] K_p,$$

где μ - зависит от типа рельса и материалов;

f – зависит от типа подшипника;

K_p – учитывает трение реборд (по справочникам $K_p = 1, 2 \dots 2, 5$)

Усилие сопротивления

$$F_{тр} = \frac{2T_{тр}}{D_{х.к.}} = \frac{(Q + G)}{D_{х.к.}} (fd + 2\mu) K_p$$

$$T_c = \frac{T_{mp}}{i_m \eta_m} - \text{приведение к валу эл/двигателя.}$$

$$P_c = \frac{F_{mp} \cdot v}{\eta_m} - \text{статическая мощность эл/двигателя.}$$

Период пуска.

Процесс пуска $T_{ср\ пуск} = T_c + T_{ин1} + T_{ин3}$:

- от вращающихся масс

$$T_{ин1} = (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{(GD_1)^2 n_1}{375 t_n} - \text{на валу эл/двигателя}$$

$$375 = \frac{120g}{\pi}$$

- от поступательных масс

$$T'_{ин3} = \frac{Q+G}{g} \cdot \frac{dv}{df} \cdot \frac{D_{х.к.}}{2} = \frac{(Q+G) \cdot D_{х.к.}^2 \cdot n_1}{375 t_n \cdot u_m^2 \cdot \eta_m} = T_{ин3} - \text{на валу эл/двигателя}$$

$$[t_n] = \frac{v}{[j]}, \text{ где } [j] - \text{допускаемое максимальное ускорение.}$$

Для исключения буксования $F_{сц} = \Delta G \cdot \varphi \geq \Sigma F_{сопр}$, где ΔG – сцепной вес; φ - коэффициент сцепления (0,12...0,25).

$$\Sigma F_{сопр} = F_{ин} + W + P_{ветр} - W_{ц\ пр.к.} \text{ (сопротивление в цапфе приводного колеса).}$$

Надежность сцепления определяется соотношением

$$F_{сц} \geq \Sigma F_{сопр},$$

где $F_{сц}$ – сила сцепления ходовых колес с рельсом.

$$F_{сц} = \Delta G \cdot \varphi,$$

где ΔG – сцепной вес.

$$\Delta G = G \cdot \frac{m}{n}.$$

где G – вес тележки (вес груза не учитываем, т.к. опасность пробуксовки выше для пустой тележки);

m – число приводных колес (определяется по условиям сцепления);

n – общее число ходовых колес (определяется в зависимости от нагрузок на ходовые части, обычно $n = 4 \dots 3,2$).

φ – коэффициент сцепления (по справочникам) $\varphi = 0,12 \dots 0,25$

0,12 – на открытом воздухе;

0,25 – с песочницей.

$$\Sigma F_{сopr} = \pm W_{укл} \pm W_{ветр} + F_{тр} + W_{пер}.$$

Уклон $W_{укл} = (G + Q)\sin\beta$ или $(G + Q)i$, где i – уклон пути.

От перекоса $W_{пер}$ – после определения перекосных нагрузок и дополнительных реакций от них.

С учетом запаса сцепления $K_{сц} = 1,2$

$\Delta G \cdot \varphi = 1,2(W_{укл} + W_{ветр} + F_{тр} + W_{пер})$ – определяем допускаемую величину ускорения j .