



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ -
МСХА ИМЕНИ К.А. ТИМИРЯЗЕВА**



**Профессор Ерохин М.Н.
Ассистент Грибкова Е.В.**

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

Общие сведения

Механизм передвижения предназначен для перемещения груза в горизонтальной плоскости.

Схему механизма выбирают в зависимости от:

- ❖ назначения;
- ❖ грузоподъемности;
- ❖ режима работы погрузочно-разгрузочного устройства.

Различают механизмы передвижения безрельсового транспорта и механизмы передвижения по рельсовым путям.

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ДЛЯ РЕЛЬСОВОГО ПУТИ

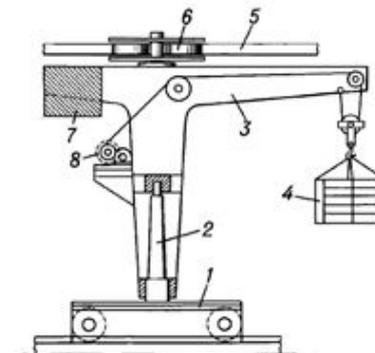
Мостовые, козловые, консольные, велосипедные, порталные, башенные и железнодорожные краны, мостовые перегружатели, передвижные тали и тележки.



Мостовой кран



Козловой кран



Велосипедный кран



Портальный кран



Башенный кран



Железнодорожный кран



Мостовой перегружатель



Таль₃

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ДЛЯ БЕЗРЕЛЬСОВОГО ПУТИ

Стреловые краны на пневмоколесном, гусеничном
и редко на шагающем ходах



МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ДЛЯ КАНАТНОГО ПУТИ

Канатный путь имеют тележки кабельных кранов



КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

Существуют два типа механизмов передвижения для рельсового пути:



с приводными колесами

Все элементы механизма размещены на движущейся раме грузоподъемной машины или тележки



с гибкой тягой (канатной или цепной)

Двигатель и передачи устанавливаются за пределами тележки

СХЕМЫ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНОВ

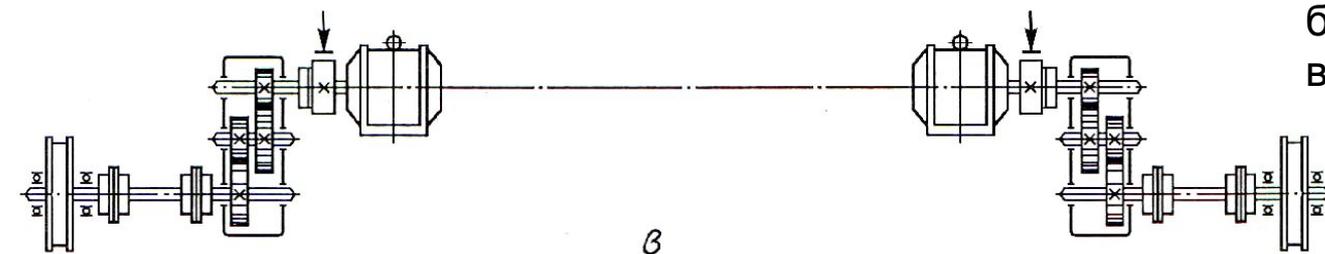
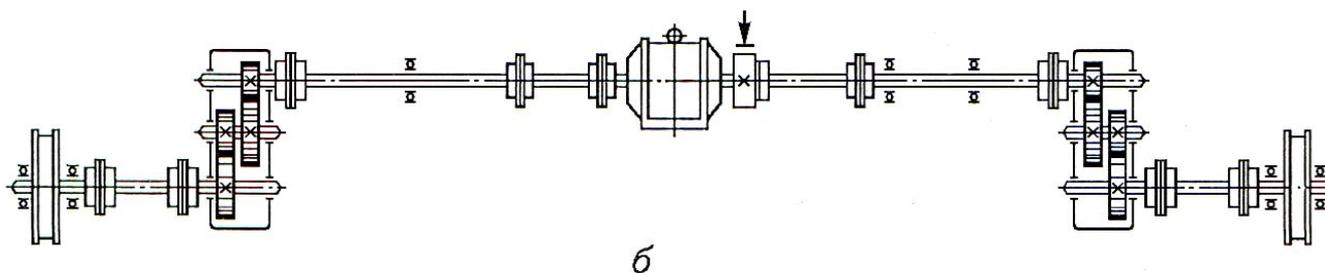
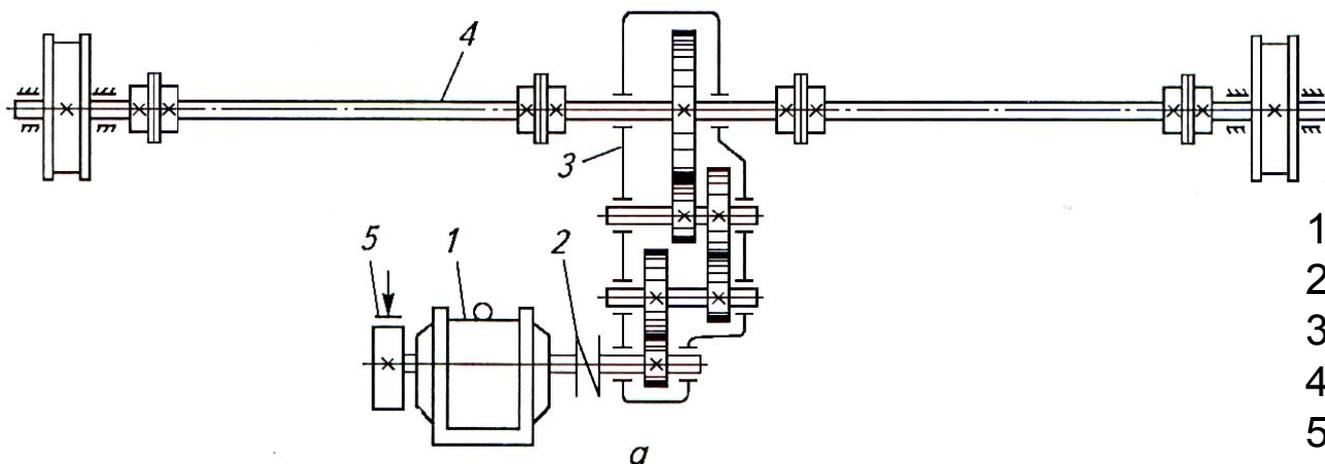
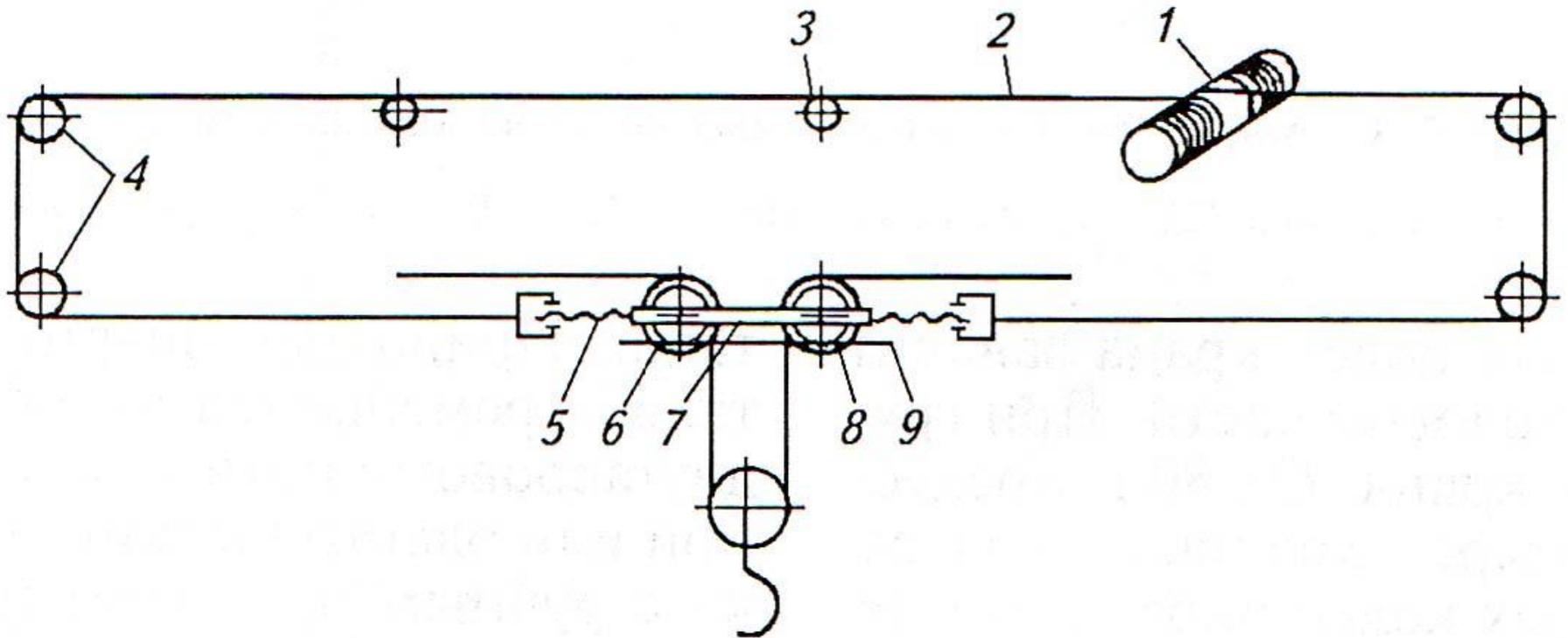


СХЕМА КАНАТНОГО МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ



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

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ХОДОВЫХ КОЛЕС

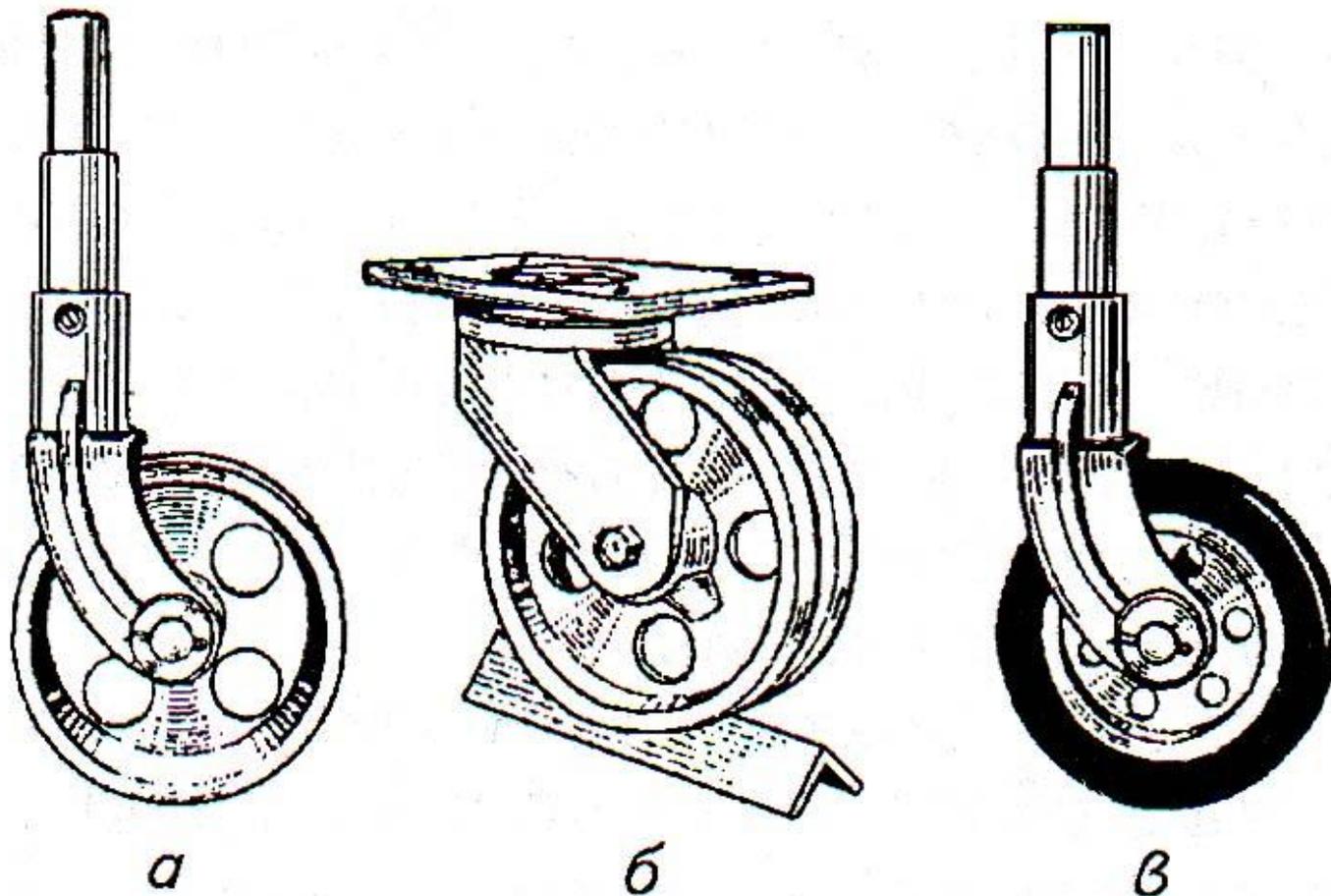
Зависит от типа грузоподъемной машины.

Колеса выполняют из стали, чугуна или алюминия штампованными, литыми или сварными.

Стальные колеса применяют при работе в тяжелых условиях.

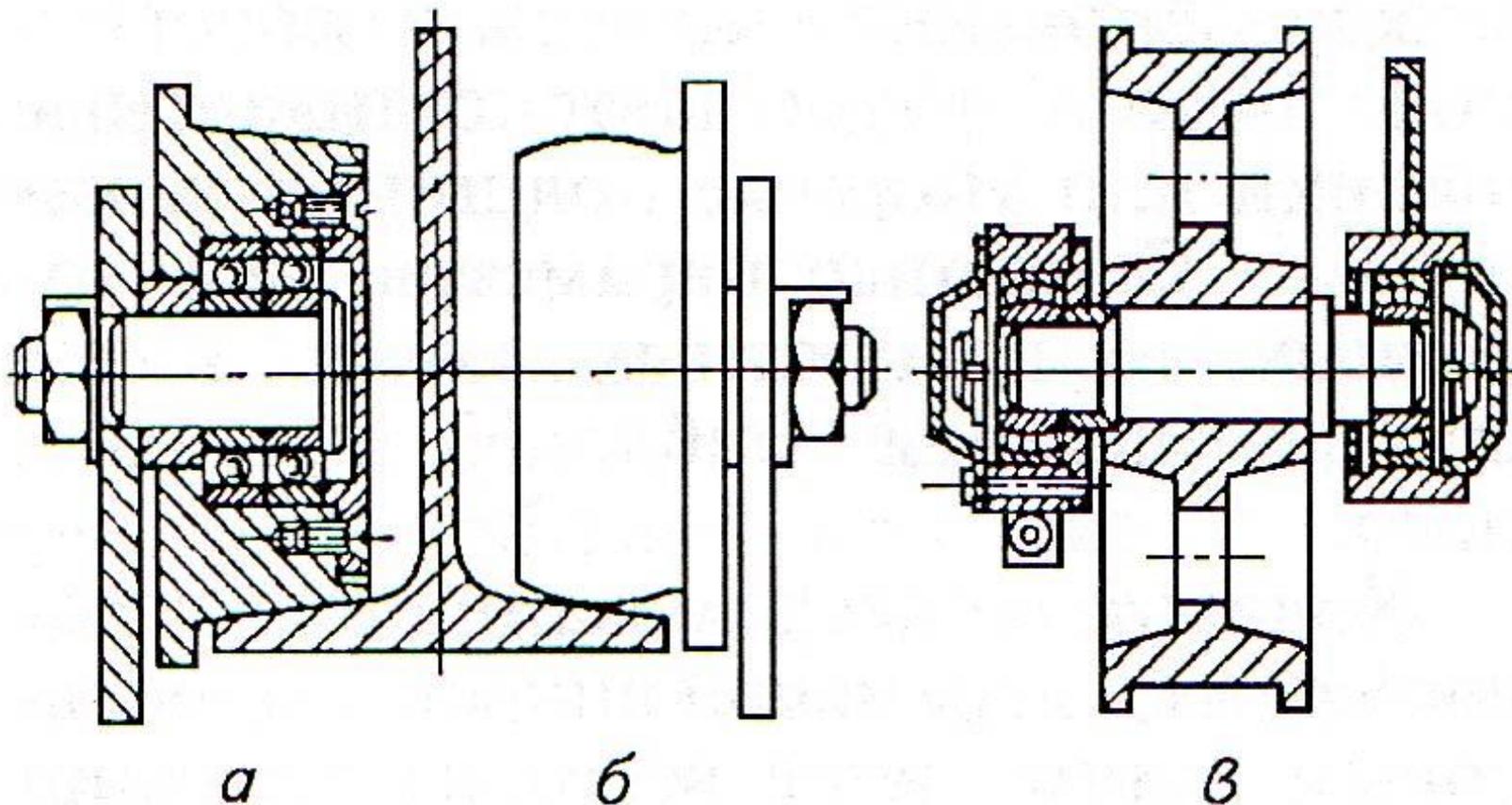
Для смягчения ударов, вибрации и шума на колесах устанавливают резиновые шины.

КОЛЕСА ТЕЛЕЖЕК БЕЗРЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА



а – гладкое металлическое; б – металлическое с канавкой;
в – с резиновой шиной

ФОРМЫ ОБОДОВ ХОДОВЫХ КОЛЕС, ПЕРЕМЕЩАЮЩИЕСЯ ПО РЕЛЬСОВЫМ ПУТЯМ



а – коническая; б – бочкообразная; в - цилиндрическая

ПОРЯДОК РАСЧЕТА РАСЧЕТА ХОДОВЫХ КОЛЕС

1. Выбирают конструкцию колеса.
2. Определяют наибольшую нагрузку на колесо. При равномерном распределении нагрузки на колеса

$$R_{\max} = \frac{G + G_{\text{кр.}(тел.)}}{Z_{\text{кол.}}}$$

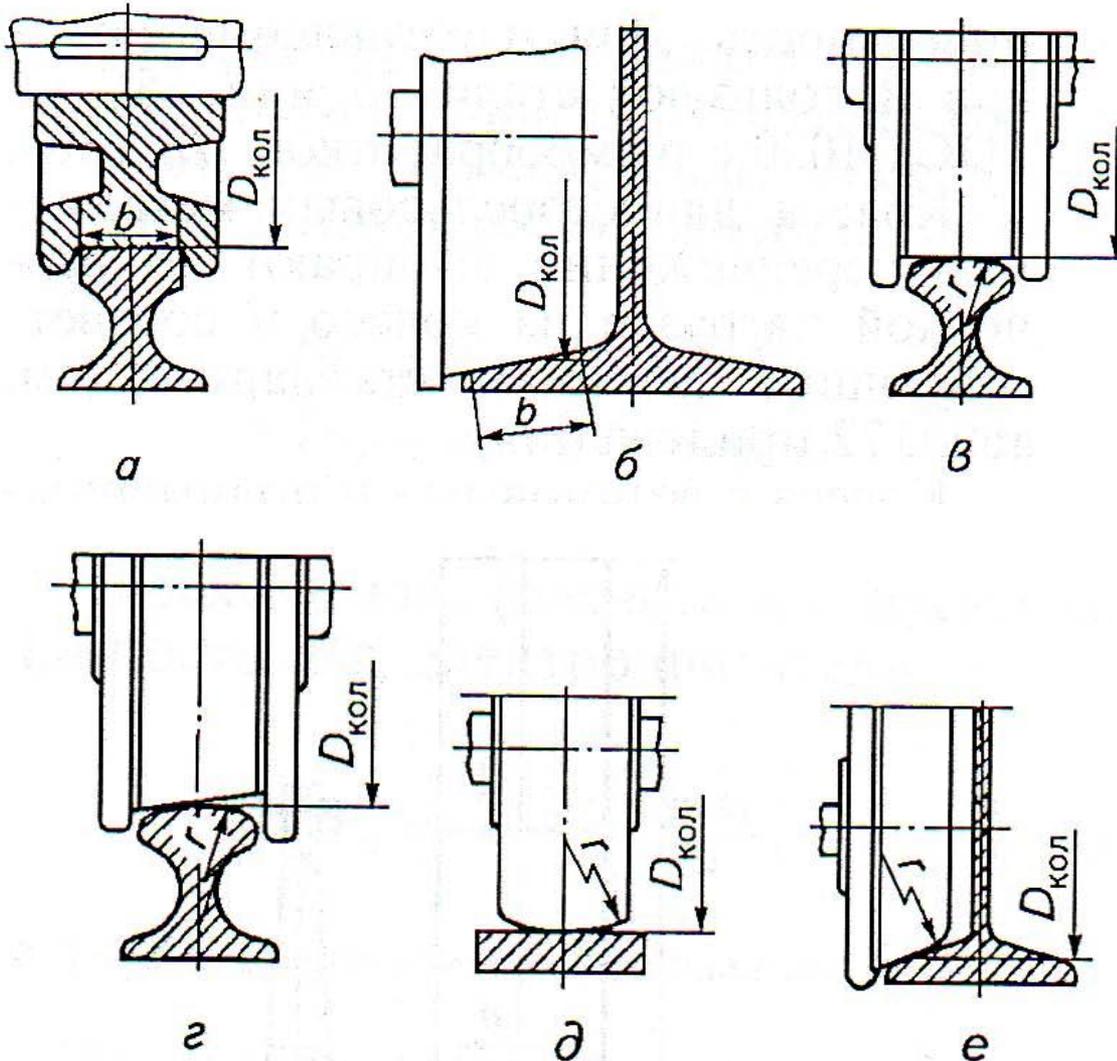
3. По R_{\max} определяют основные размеры:

- стандартные по справочникам;
- индивидуальные с учетом прототипов и рекомендаций

$$D_{\text{кол.}} \approx 1,7 \sqrt{R_{\max}}$$

4. Ходовые колеса проверяют по напряжениям в зоне контакта колеса и рельса.

СХЕМА КОНТАКТА ХОДОВОГО КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ



а, б – линейный контакт;
в, г, д, е – точечный

НАПРЯЖЕНИЯ В ЗОНЕ КОНТАКТА КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ

Линейный контакт

Точечный контакт

$$\sigma_{к.л.} = a_1 \sqrt{\frac{2K_v \cdot R_{\max}}{b \cdot D_{\text{кол.}}}} \leq [\sigma_{к.л.}], \quad \sigma_{к.т.} = a_2 \sqrt[3]{\frac{10K_v \cdot R_{\max}}{(D_{\text{кол.}} / 2 + r)^2}} \leq [\sigma_{к.т.}],$$

где a_1 и a_2 - коэффициенты пропорциональности, для стальных колес
 $a_1 = 190$, $a_2 = 400$;

$K_v = 1 + 0,2 \cdot V_k$ - коэффициент влияния скорости;

V_k - скорость передвижения крана или тележки, м/с;

b - ширина рельса, мм;

r - радиус закругления головки рельса или обода колеса/

ДОПУСТИМОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ДЛЯ КОВАННЫХ И ШТАМПОВАННЫХ КОЛЕС

При числе оборотов $N \leq 10^4$ за весь срок службы $[\sigma_{к.л.}] = [\sigma_0] \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}}$,

где $[\sigma_0]$ допустимое напряжение при $N \leq 10^4$ (табл.), МПа;

$N = Q \cdot N_c$ - приведенное число оборотов колеса за срок службы;

Q - коэффициент приведенного числа оборотов (справочник);

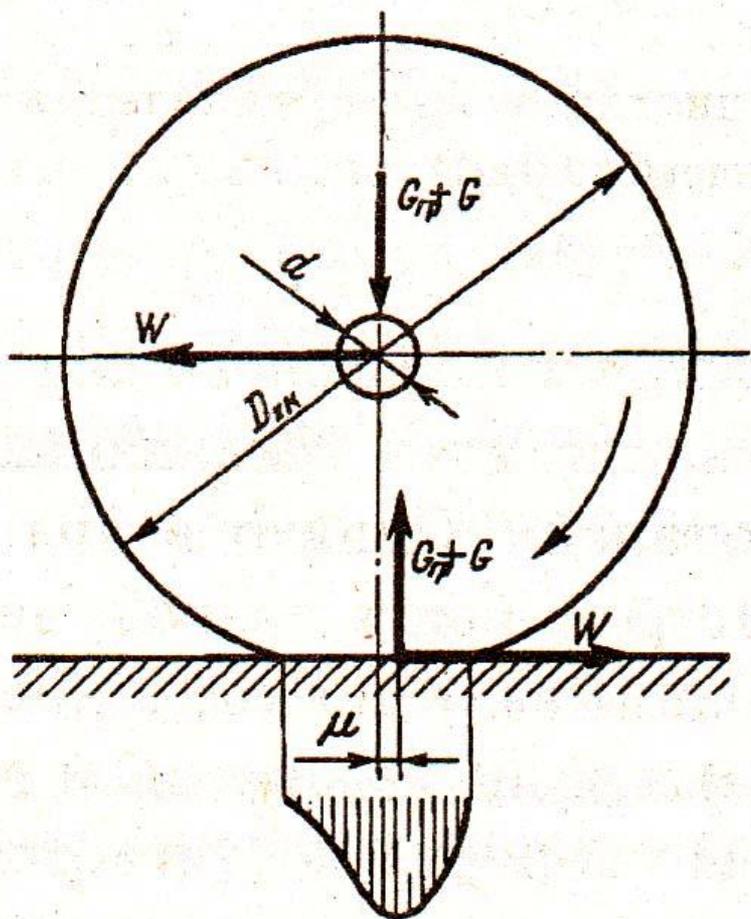
Полное число оборотов колеса за срок службы $N_c = 3600 \frac{V_{сп.}}{\pi \cdot D_{кол.}} \cdot T_c$,

где $V_{сп.} = V \cdot \beta$ - средняя скорость передвижения колеса, м/с;

β - коэффициент, зависящий от отклонения времени неустановившегося движения t_n к полному времени передвижения (табл.);

T_c - ориентировочный срок службы колес. Устанавливают в зависимости от группы режима работы механизма.

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ МЕХАНИЗМА С ПРИВОДНЫМИ КОЛЕСАМИ, ВЫЗЫВАЕМОЕ ТРЕНИЕМ



где $G_{\text{г}}$ – вес груза;

G – вес тележки или крана;

d – диаметр цапфы;

f – приведенный коэффициент трения;

μ – коэффициент трения качения колеса по рельсу.

$$T_c = W \frac{D_{\text{к}}}{2} \quad T_c = T_{\text{Тр.ц}} + T_{\text{к}}$$

$$T_{\text{Тр.ц}} = (G + G_{\text{Т(кр.)}}) \cdot f \cdot \frac{d}{2}$$

$$T_{\text{к}} = (G + G_{\text{Т(кр.)}}) \cdot \mu$$

$$W = \left(\frac{G + G_{\text{Т(кр.)}}}{D_{\text{х.к.}}} \right) (2\mu + fd) \cdot K_{1\text{ф}}$$

ПОЛНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ

$$W_{\Sigma} = W + W_{ук} + W_{в},$$

$$W_{ук.} = (G + G_{T(кр.)}) \cdot \alpha$$

где α - на рельсовом пути;

$$W_{ук.} = (G + G_{T(кр.)}) \cdot \sin \beta$$

перемещаемых по покрытиям

ВЕТРОВАЯ НАГРУЗКА НА КРАН

$$W_{\text{в}} = \omega_{\text{в}} (A_{\text{г}} + A_{\text{кр}}),$$

где $\omega_{\text{в}}$ – ветровая нагрузка на 1 м² поверхности груза или крана.

По ГОСТ 1451

$$\omega_{\text{в}} = q_0 \cdot K \cdot c \cdot \gamma \cdot \beta,$$

где q_0 – скоростной напор ветра на высоте 10 м от поверхности земли, Па;

K – поправочный коэффициент в зависимости от высоты конструкции;

c – аэродинамический коэффициент;

γ – коэффициент перегрузки;

β – коэффициент, учитывающий динамический характер приложения ветровой нагрузки, для с.х. кранов $\beta=1$;

$A_{\text{г}}$, $A_{\text{кр}}$ – расчетная площадь поверхности груза или крана соответственно.

ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

Электродвигатели механизмов передвижения подбирают с учетом инерционных нагрузок по среднему значению пусковой мощности

$$P_{n.c.p.} = \frac{P_n}{\psi_{n.c.p.}} \quad \text{- коэффициент среднего пускового момента, для двигателей:}$$

$$MT - \psi_{n.c.p.} = 1,5 \dots 1,6; \quad MTK - \psi_{n.c.p.} = 1,3 \dots 2,6; \quad АИРС - \psi_{n.c.p.} = 1,65 \dots 1,8$$

Необходимая пусковая мощность $P_n = \frac{W' \cdot V_{кр(тел.)}}{\eta}$ где $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Сопротивление передвижению с учетом инерционных нагрузок

$$W' = W_{\Sigma} + (1,1 \dots 1,2) F_u.$$

Инерционная нагрузка $F_u = ma = m \frac{V}{[t_n]}$, где $[t_n]$ – допустимое время пуска.

ПРОВЕРКА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

1. По времени пуска $t_n = \frac{(m \cdot D^2)_0 \cdot n_{\text{дв.}}}{38 \cdot T_H} t_{\text{но}} \leq [t_n]$

2. По ускорению $a_n = \frac{V}{t_n} \leq [a]$

3. По коэффициенту запаса сцепления

$$K_{\text{сц.}} = \frac{R'_{\text{пр}} \varphi_{\text{сц}}}{W'_{\text{уст.}} + (G_{\text{к(тел.)}}) \left[\frac{a}{g} - Z_{\text{пр}} \cdot f \cdot \frac{d}{Z_{\text{к}} \cdot D_{\text{к}}} \right]} \geq 1,2,$$

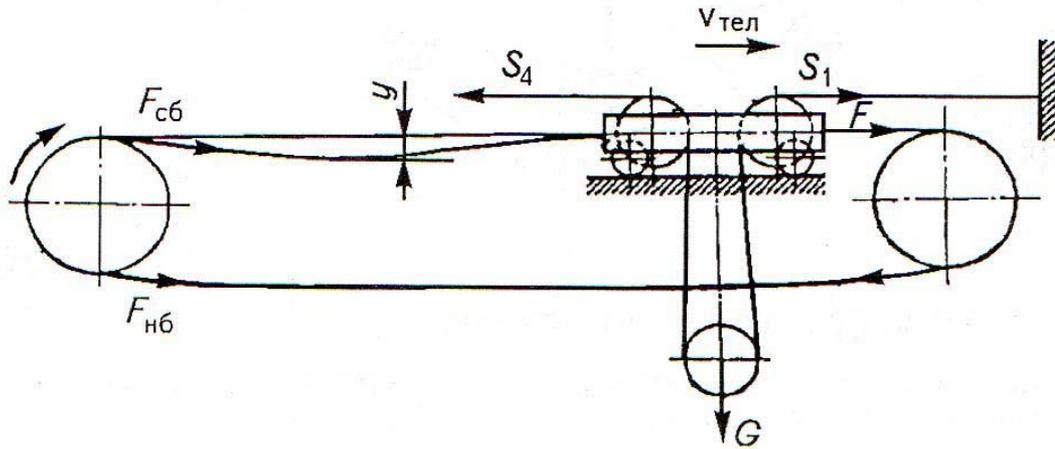
где $R'_{\text{пр.}}$ – суммарная нагрузка на приводные колеса;

φ – коэффициент сцепления приводных колес;

$W'_{\text{уст.}}$ – сопротивление передвижению в установившемся режиме без груза;

$Z_{\text{пр.}}$ и $Z_{\text{к}}$ – число приводных и общее число колес.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ С КАНАТНОЙ ТЯГОЙ



$$W_{уст.} = W_{тр} + W_{кан.}$$

$$W_{кан.} = S_4 - S_1 = \frac{G(1 - \eta_{бл.}^3)}{(1 + \eta_{бл.})\eta_{бл.}}$$

$$P_C = \frac{F_t \cdot V_{тел.}}{\eta_{бл.} \cdot \eta_{м.п.}}$$

$$F_t = W_{уст.} + F_{сб.} \quad F_{сб} = \frac{q \cdot g \cdot l^2}{8[y]}$$

Для обеспечения сцепления тягового каната с барабаном необходимо соблюдение условия $F_{нб.} \leq F_{сб.} \cdot e^{f\alpha}$ $\alpha = 2\pi \cdot Z_{тр.}$

Усилие пружины $F_{пр} = F_{сб.} = \frac{F_{нб.}}{e^{f\alpha}}$

ПОДБОР РЕДУКТОРОВ И МУФТ

Для механизма передвижения применяются редуктора типа ВК; ВКУ; ЦЗ_{ВК} и др. Их подбирают по мощности или моменту с учетом необходимого передаточного отношения и компоновки механизма.

Муфты подбирают по расчетному моменту

$$[T_M] \geq T_P = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot T_H,$$

$[T_M]$ - допустимый момент, который может передать муфта;

K_1 - коэффициент, учитывающий режим работы механизма;

K_2 - коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма

K_3 - коэффициент углового смещения.

ПОДБОР ТОРМОЗОВ ДЛЯ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

$$T_T \leq [T_T] \quad T_T = (W_{ук.} + W_{\epsilon} - W_{тр.мин.}) \frac{D_{кол.} \cdot \eta}{2U} + \frac{(mD^2)_{от} \cdot n_T}{38 \cdot t_T}$$

$$t_T = \frac{V}{a_{T \max}}; \quad a_{T \max} = \left[\frac{Z_{np}}{Z_{кол}} \left(\frac{\varphi}{K_{сц}} - f \frac{d}{D_{кол.}} \right) + (2\mu + f \cdot d) / D_{кол.} \right] g$$

ПРОВЕРКА ТОРМОЗОВ ДЛЯ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

$$t_T = \frac{n_T \cdot (m \cdot D^2)_{от.}}{38(T_T + T_{с.т.})} \leq [t_T] \quad \begin{array}{l} [t_T] = 6 \dots 8 \text{ с} - \text{ для кранов;} \\ [t_T] = 3 \dots 4 \text{ с} - \text{ для тележек} \end{array}$$

$$a_T \leq [a_T]$$