

ПРИВОДЫ ЛИФТОВ

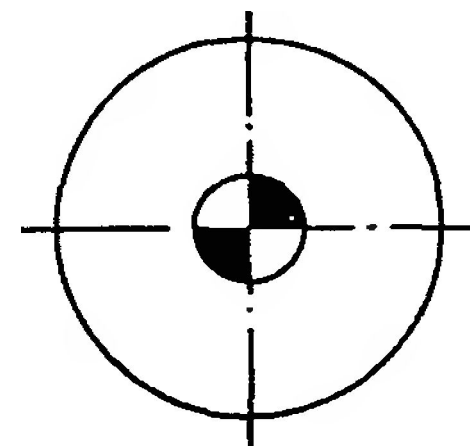
ТИПЫ ПРИВОДА

Тяговый привод

- Тяговый привод используется как средство передачи энергии на канаты лифта. Тяговое усилие передается за счет трения между канатами и ручьями шкива.
- 1. Канатные системы
- Существует ряд различных канатных систем, применение которых зависит от конкретных условий, в частности от расположения лебедки, номинальной грузоподъемности и номинальной скорости кабины.
- Большое внимание необходимо уделить выбору канатной системы для того, чтобы обеспечить продолжительный срок службы канатов лифта, высокий КПД системы и умеренное потребление энергии.
- Для этой цели, число блоков должно быть снижено до минимума и, по возможности, следует избегать реверсивных перегибов

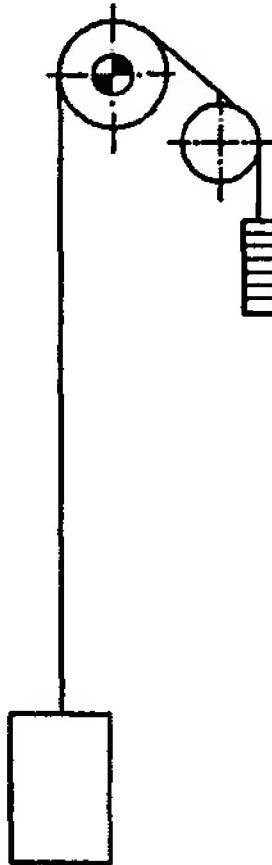
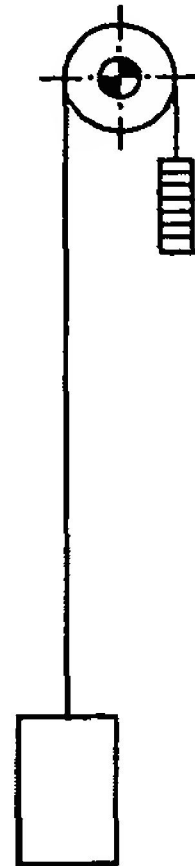
- Лебедка обычно расположена над шахтой, т.к. верхнее ее положение обеспечивает применение наиболее простой канатной системы и относительно небольшую нагрузку на конструкцию здания.
- В некоторых установках лебедка расположена в подвальном помещении рядом с полом шахты. В этом случае первоначальная цена выше, и нагрузка, действующая на расположенные в верхней части шахты блоки, и, следовательно, на несущие конструкции здания значительно выше.
- По этим причинам следует по возможности избегать нижнего расположения лебедки.
- Расположение механизма привода в промежуточном положении в наши дни встречается нечасто.
- Раньше такое расположение использовалось для цепных лифтов с небольшой высотой подъема. Однако они постепенно были заменены более эффективными гидравлическими лифтами.

- Схемы основных канатных систем представлены на ниже.
(На всех схемах принято изображение тягового шкива следующее.

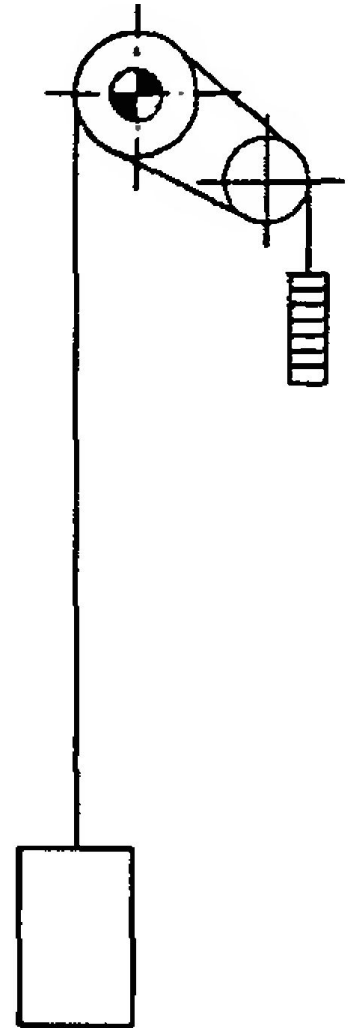


- 1) Верхнее расположение лебедки:
- Привод с одним обхватом, кратность канатной.
- подвески $i = 1$
- Установка, показанная н, - наиболее простая.

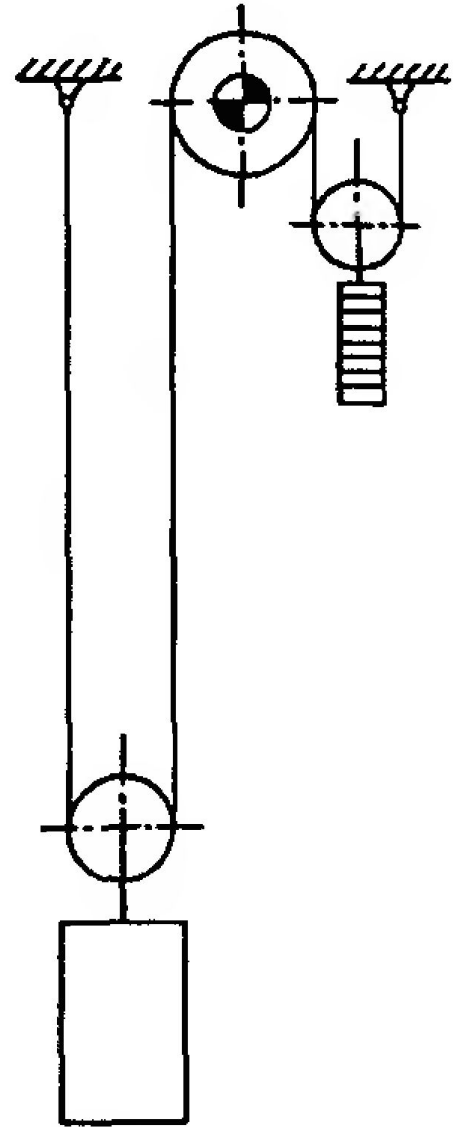
- Когда расстояние между центром кабины и противовеса больше диаметра шкива, может быть предусмотрен отводной блок для отклонения канатов.
- Для обеспечения достаточного тягового усилия может использоваться привод с двойным обхватом.



- Привод с двойным обхватом, кратность канатной подвески $i = 1$.
- Канаты лифта проходят от кабины через тяговый шкив, вниз, огибая контршкив, обратно к тяговому шкиву и к противовесу.
- Если диаметр тягового шкива равен расстоянию между центром кабины и противовеса, второй шкив может располагаться прямо внизу.
- Там, где это расстояние больше, второй шкив служит также отводным блоком.

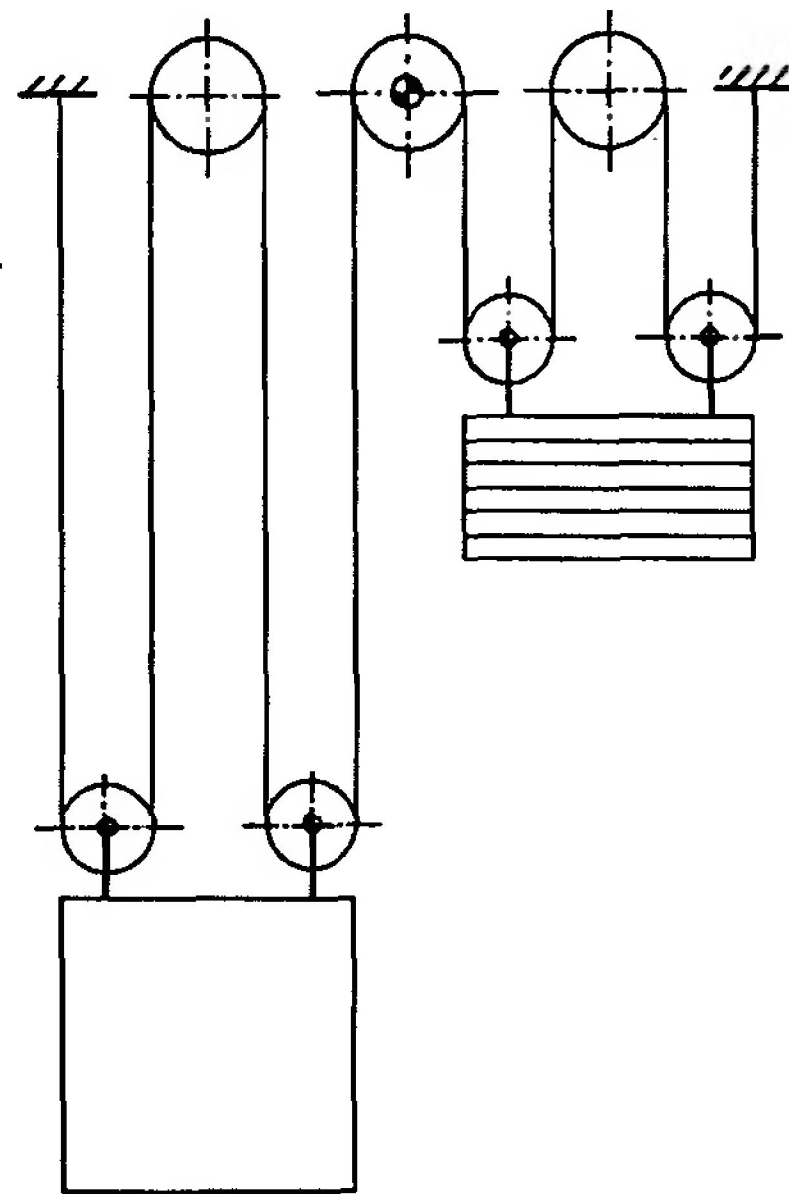


- Привод с одним обхватом, кратность канатной
- подвески $i = 2$
- В системах с кратностью канатной подвески не равным 1, оба конца канатов лифта неподвижно зафиксированы на верхних балках, тогда как блоки подвески установлены на кабине и противовесе.
- Теоретическая сила натяжения в канатах лифта в i раза меньше, чем при кратности канатной подвески 1, а окружная скорость обода тягового шкива в i раз больше.



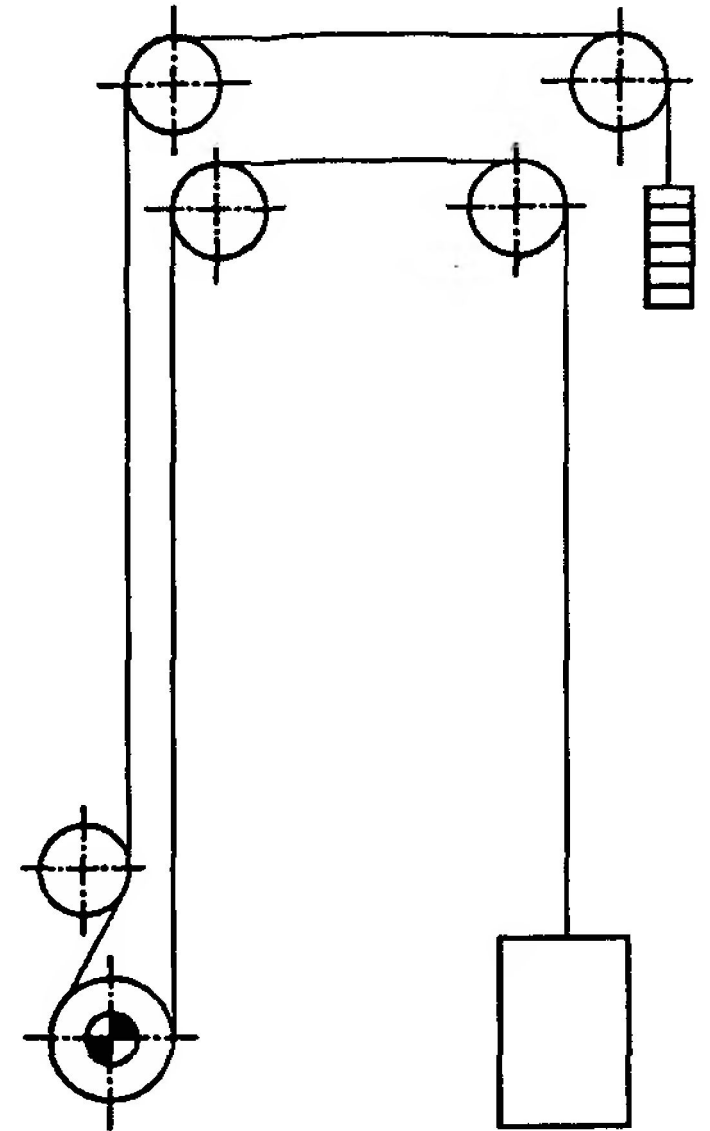
- Привод с одним обхватом, кратность канатной подвески $i = 4$

- Канатная система с верхним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 4



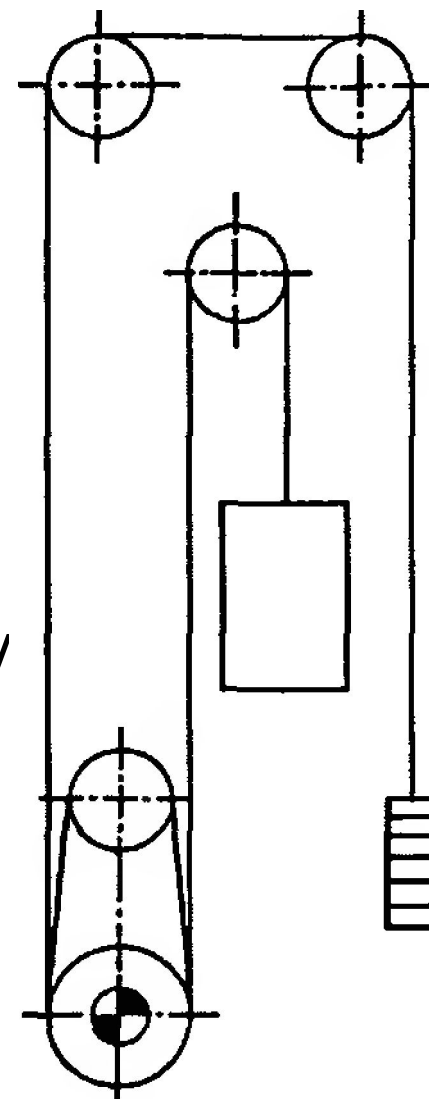
- (2) Лебедка в нижнем помещении:
Привод с одним обхватом, кратность канатной подвески $i = 1$

- Канатная система с нижним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 1

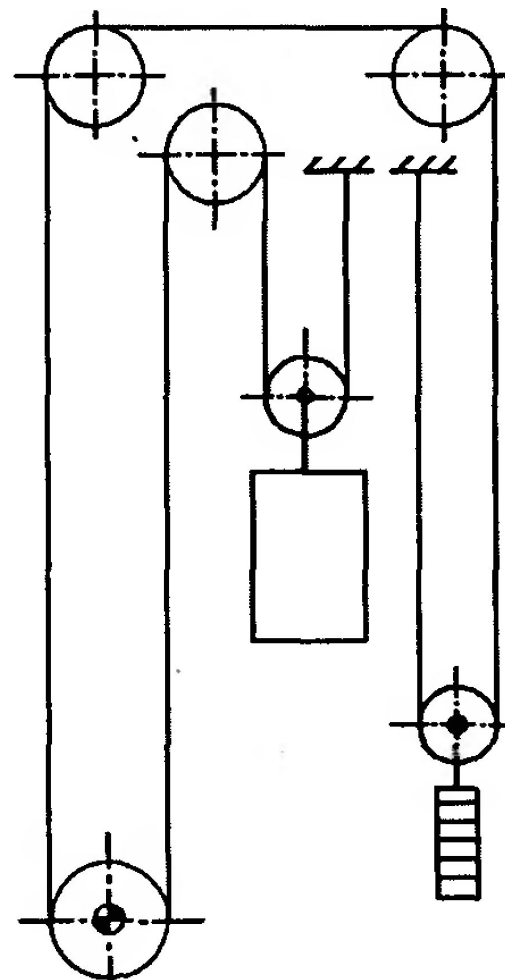


- Привод с двойным обхватом, кратность канатной подвески $i = 1$.

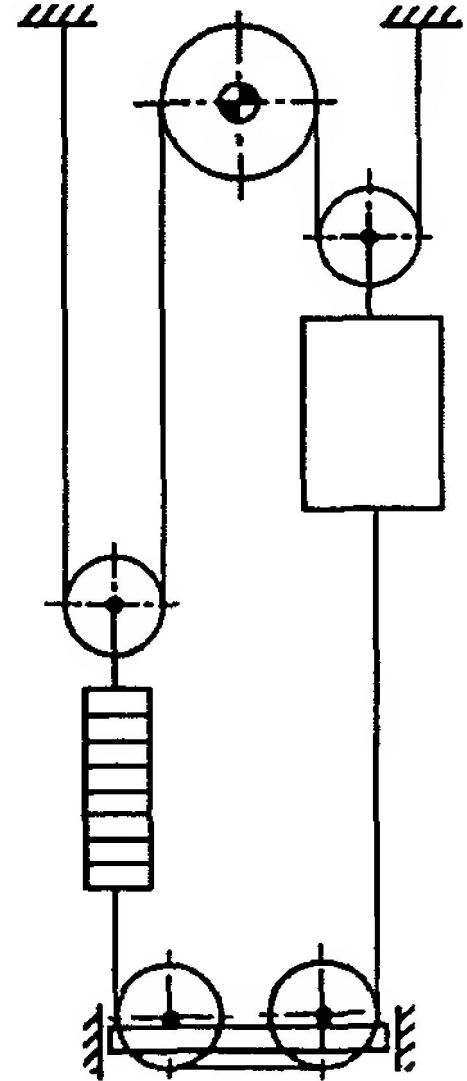
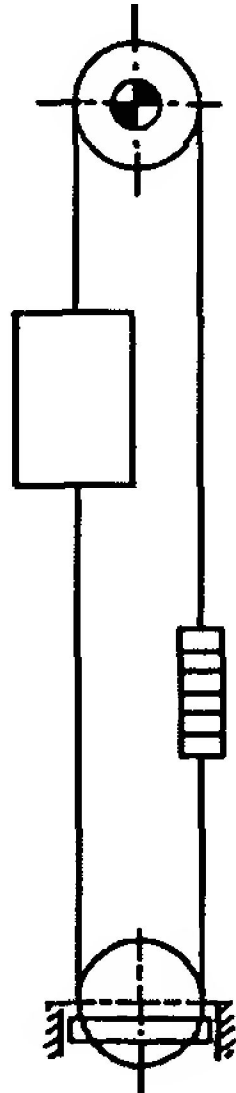
Канатная система с нижним расположением лебедки, при воед с двойным обхватом кратность канатной подвески 1



- Привод с одним обхватом, кратность канатно
- подвески $i = 2$.
- Канатная система с нижним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 2



- Канатные системы с компенсирующими канатами.
(кратность канатной подвески 1) и (кратность канатной подвески 2).
Лебедка расположена вверху и применяется привод с одним обхватом



- 2. Тяговый шкив и отводной блок
- В соответствии с требованиями стандартов соотношение между расчетным диаметром шкива или блока и номинальным диаметром подвесных канатов, независимо от числа прядей, должно быть не менее 40.
- Минимальное соотношение между расчетным диаметром блоков натяжного устройства и диаметром компенсирующих канатов по EN 81-1 равно 30, а по A17.1 - 32.

Материал тяговых шкивов и отводных блоков

- Тяговые шкивы обычно отливаются из серого чугуна с твердостью по Бринеллю 220-230 на поверхности ручьев шкива; блоки также изготавливаются методом литья из серого чугуна или из стали.
- Относительно недавно на рынке появились новые неметаллические материалы, т.е. термо- и дюропластиковые материалы, поставляемые фирмой G.Schwartz GmbH под названием OPTAMID[®], LAMIGAMID[®] и LAMINEX[®], OPTAMID[®] (литой полиамид) используется успешно для отводных блоков лифтов. Другие два используются для изготовления блоков клиновых ремней и звездочек цепей эскалаторов.

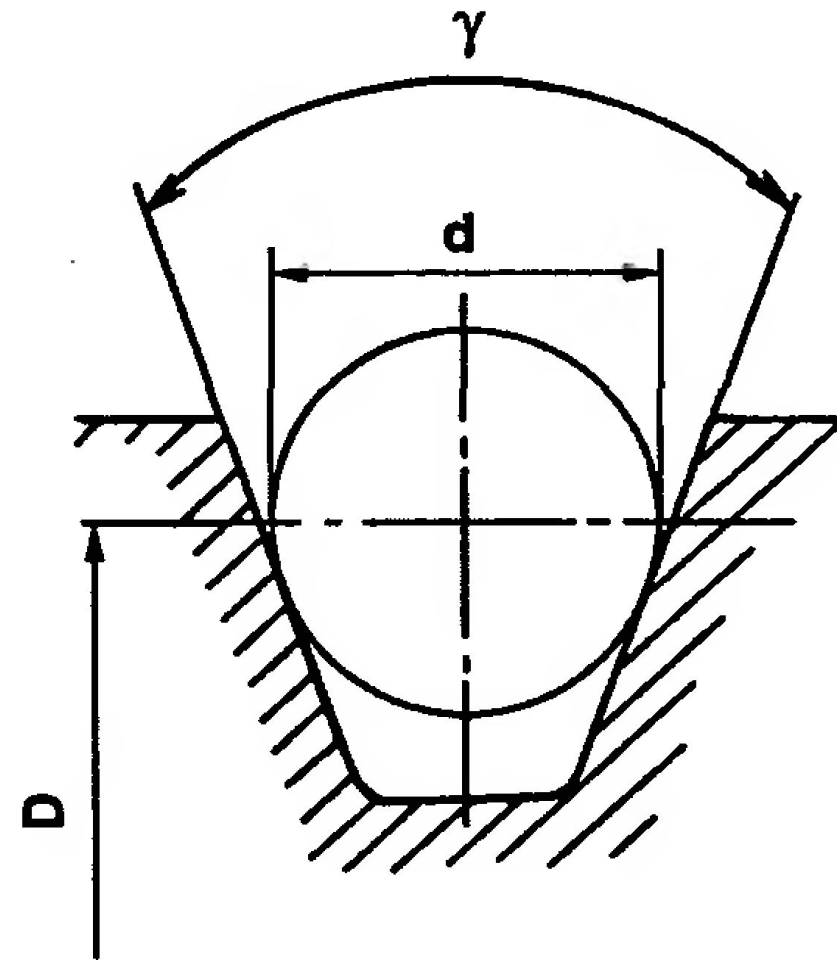
- Отводной блок,
выполненный
- из OPTAMID®



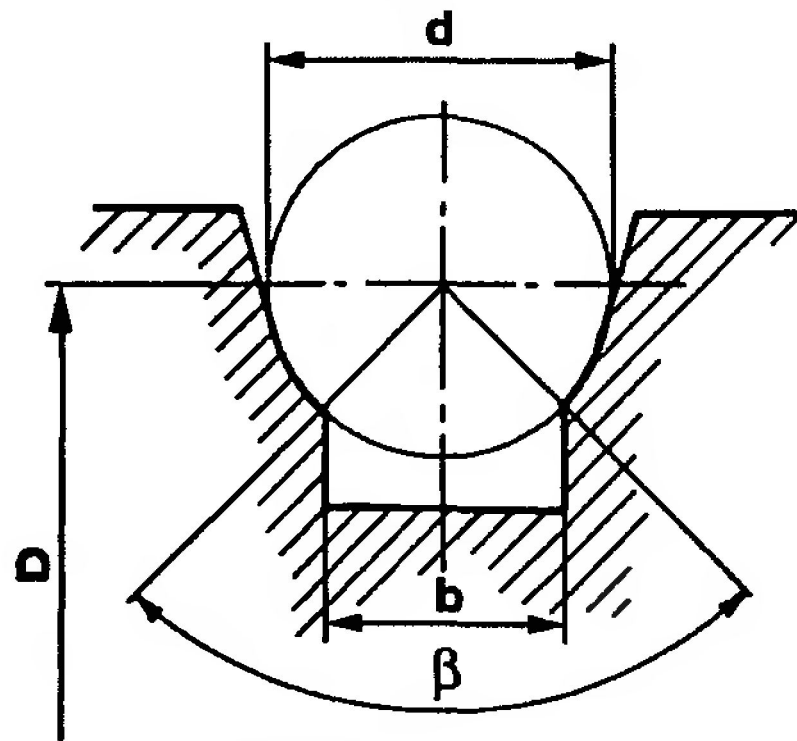
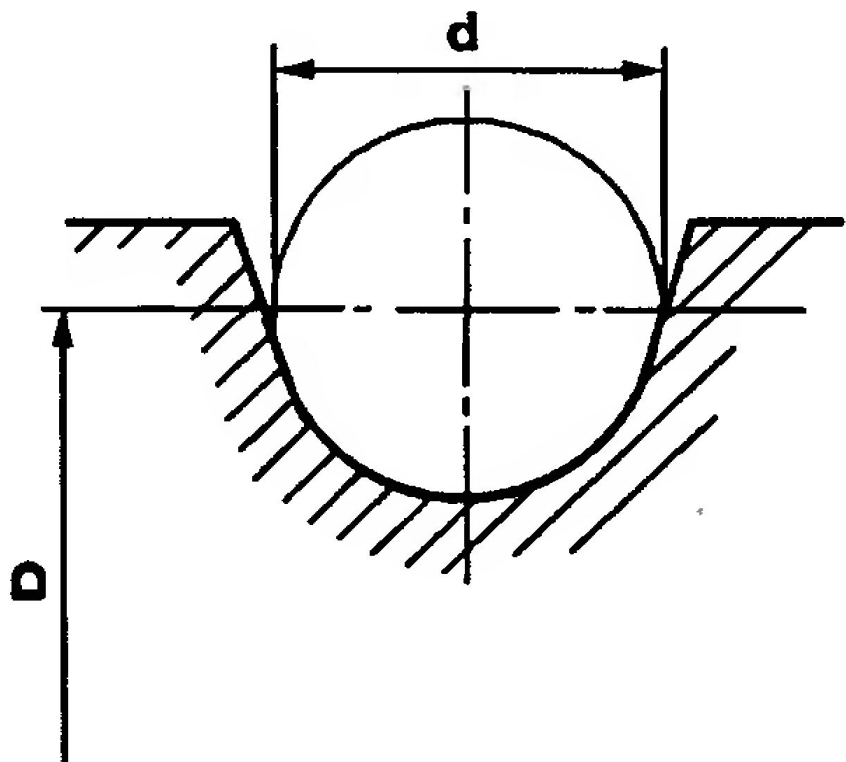
- Эти материалы обладают следующими преимуществами:
- - малый удельный вес,
- - высокая жесткость и твердость,
- - высокую ударную вязкость,
- - устойчивость к трению и износу,
- - высокое сопротивление проскальзыванию,
- - устойчивость против коррозии,
- - незначительное влагопоглощение,
- - частичное или полное отсутствие необходимости в техническом обслуживании.

- Отводные блоки OPTAMID® имеют ряд важных качеств:
- - удельный вес этого материала составляет только 1,15 г/см³, что делает блок значительно легче, чем стандартная продукция,
- - незначительный шум при работе блоков,
- - уменьшение вибраций,
- - из-за низкого модуля упругости; площадь контакта между канатом и поверхностью ручья больше; удельное давление в этом месте ниже и долговечность ручья значительно увеличена,
- - устойчивость к воздействию канатной смазки,
- - материал может быть покрашен требуемым цветом, например, желтым.

- Отводные блоки производятся литьем без размерных ограничений. Они могут опираться на роликовые подшипники или втулки.
- Тяговые шкивы изготавливаются с окончательно готовыми ручьями для подвесных канатов.
- Применяются ручки с двумя формами профиля поперечного сечения:
- (а) Клиновой (V-образный), с углом 35° - 40° .
- С уменьшением угла возрастает тяговая способность и величина контактного давления, что влечет за собой юное поверхности ручьев и подвесных канатов.



- (б) Полукруглый (U-образный) или полукруглый с подрезом



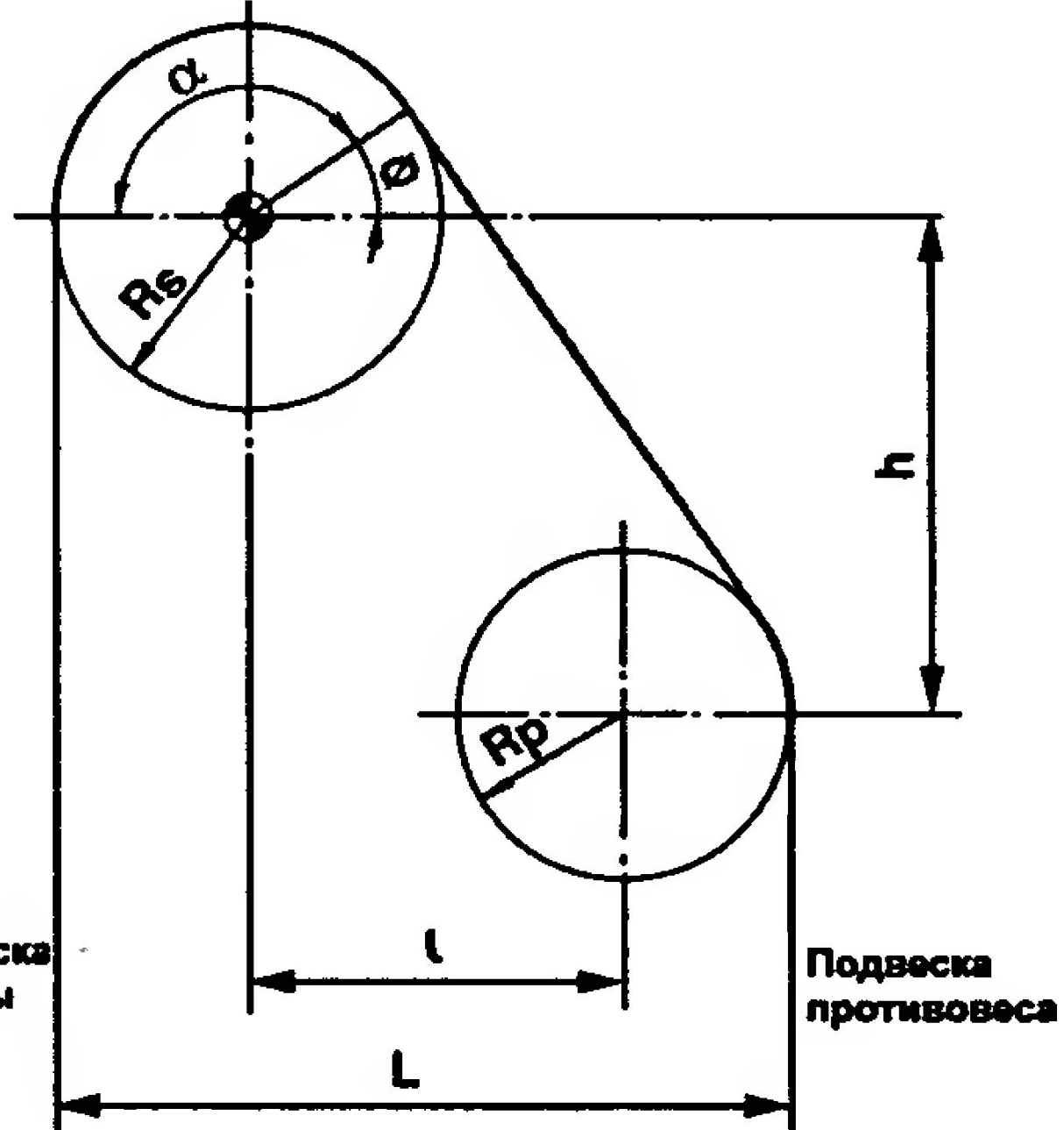
- С полукруглым ручьем тяговая способность значительно ниже, поэтому часто используется привод с двойным обхватом, особенно, в скоростных лифтах.
- Однако, этот тип ручья имеет большое преимущество в части увеличенного срока службы канатов из-за меньшего контактного давления между поверхностью ручья и каната.
- Следующим преимуществом является меньший уровень шума, которое особенно заметно при больших скоростях.
- Свойства полукруглого с подрезом ручья занимают промежуточное положение между свойствами клинового и полукруглого. Ширина подреза рассчитывается по формуле

$$\frac{b}{2} = \frac{d}{2} \cdot \frac{\beta}{2} . \quad (3.1)$$

- Угол подреза β должен быть желательно меньше 90° и не больше 106° .

- Испытания и измерения сил натяжения канатов лифтов, проведенные несколько лет назад, выявили лучшее распределение нагрузки по канатам при использовании шкивов с полукруглой формой ручьев.
- С этих позиций, ручки полукруглые с подрезом (U-образные) должны заменить клиновые (V-образные) везде, где тяговая способность оказывается достаточной.

- Большой частью, отводной блок расположен в машинном помещении. Однако если требуется большое расстояние между центром кабины и противовеса, он устанавливается под перекрытием шахты для того, чтобы уменьшить потерю величины угла обхвата. На рис. показана геометрия взаимного положения шкива и отводного блока.



- Угол ϕ между горизонтальной осью шкива и точкой касания каната с его поверхностью демонстрирует потерю угла обхвата а при применении отводного блока, т.к. $\alpha = 180^\circ - \phi$ и может определяться по формуле

$$\sin \phi = \frac{l \cdot \sqrt{l^2 + h^2 - (R_s - R_p)^2} - h \cdot (R_s - R_p)}{l^2 + h^2} \quad (3.2)$$

- с учетом величины горизонтального и вертикального расстояния между осями шкива и отводного блока. Для $R_s = R_p$

$$\sin \phi = \frac{l}{\sqrt{l^2 + h^2}}, \quad \operatorname{tg} \phi = \frac{l}{h}. \quad (3.3)$$

- Так как расстояние l определено при конкретном значении

$$l = L - (R_s + R_p),$$

- зависимость угла обхвата от вертикального расстояния h становится очевидной.

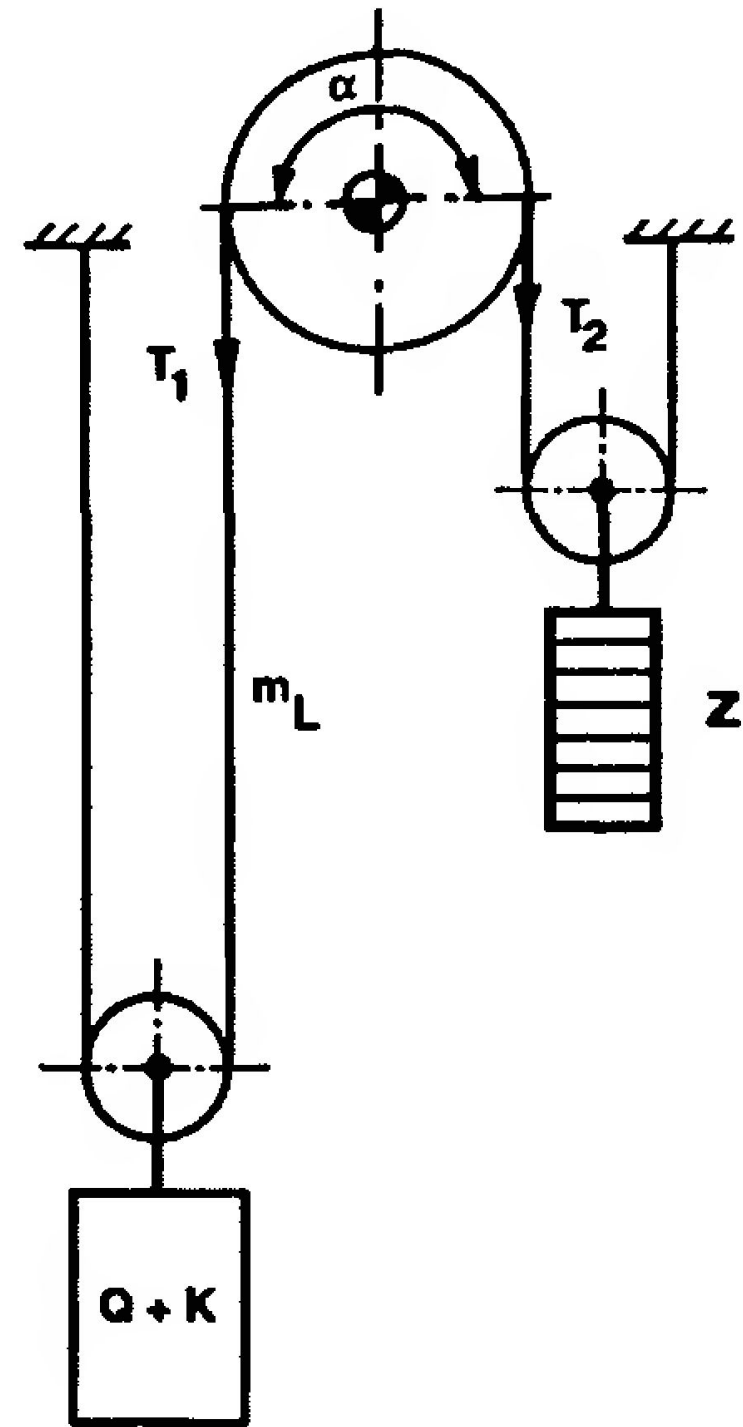
3. Силы, действующие на шкив

- Максимальная тяговая способность, которая может развиваться ручьями шкива, является функцией фактической величины коэффициента трения между канатами и ручьями, а также угла обхвата, и выражается формулой Эйлера:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f \cdot \alpha}, \quad (3.4)$$

- где T_1/T_2 - отношение между большей и меньшей силой натяжения канатов, расположенных по разные стороны тягового шкива, e - основание натуральных логарифмов, f - коэффициент трения, зависящий от формы поперечного сечения ручья, и α - угол обхвата шкива канатами (радиан).

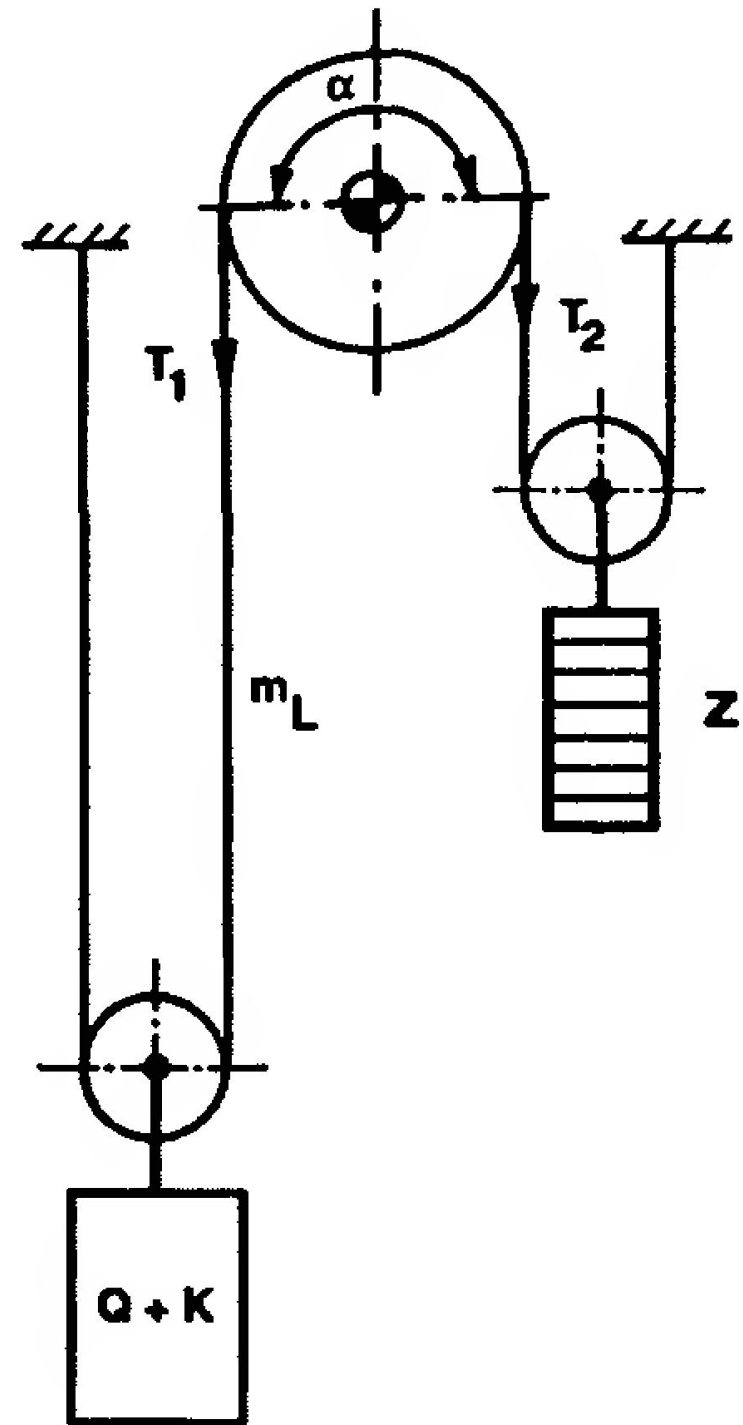
- Величина силы статического натяжения T_1 и T_2 зависит от номинальной грузоподъемности, массы кабины или противовеса, соответственно, массы подвесных канатов и канатного фактора (кратности канатной подвески).



- Если применяются компенсирующие канаты, влияние их массы, как и силы натяжения, нельзя не учитывать. (В отношении силы T_1 и T_2 рассчитываются для полностью нагруженной кабины расположенной на самой нижней посадочной площадке и в, общем случае, определяется кратностью канатной подвески i , хотя на схеме представлена система два к

$$T_1 = \left(\frac{Q + K}{i} + m_L \right) \cdot g_n, \text{ (H)}; \quad T_2 = \frac{Z}{i} \cdot g_n, \text{ (H)}, \quad (3.5)$$

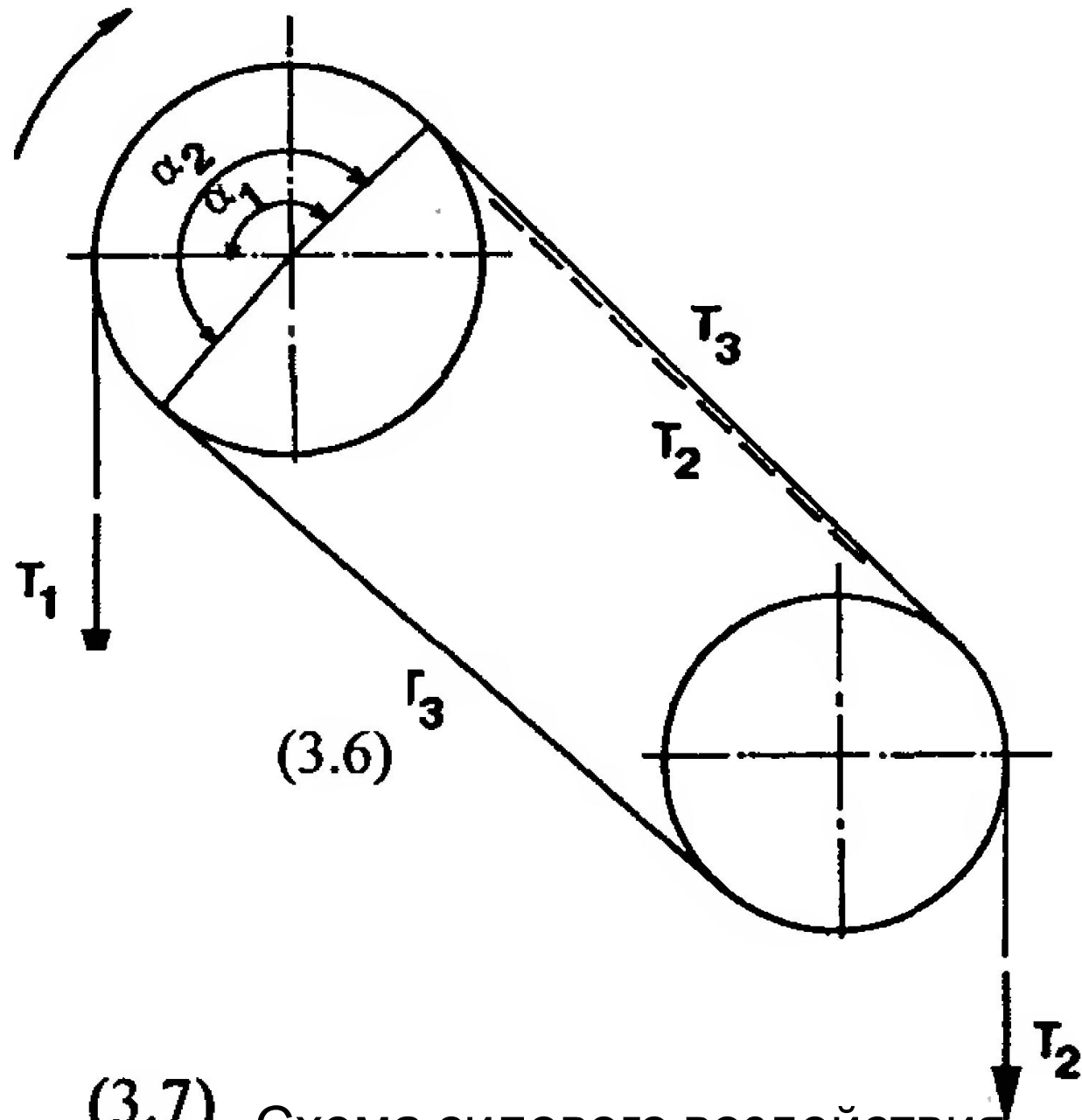
- где K - масса пустой кабины (кг), Q - номинальная грузоподъемность (кг), m_L - масса одной ветви подвесных канатов (кг), Z - масса противовеса (кг), i - кратность подвески и g_n - ускорение свободного падения (м/с^2)



- Силы, действующие на шкив, в случае применения привода с двойным обхватом, показаны на рис. T_3 - сила натяжения после первого обхвата шкива (угол обхвата α_1). Коэффициент полезного действия первого приводного и вторичного шкивов не прини

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f \cdot \alpha_1}; \quad \frac{T_3}{T_2} \leq e^{f \cdot \alpha_2},$$

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)}.$$



(3.7) Схема силового воздействия на шкив с двойным обхватом

- Тяга значительно увеличивается и поэтому применение двойного обхвата с этой точки зрения очень удобно.
- С другой стороны, усложняется конструкция лебедки, увеличивается её габаритная высота и ширина обода шкива из-за необходимости удвоения числа ручьев.
- Число изгибов каната больше, что приводит к дополнительному износу подвесных канатов.
- Нагрузка на шкив значительно больше, чем в случае применения привода с одним обхватом. Увеличивается сопротивление от сил трения, что приводит к уменьшению коэффициента полезного действия канатной системы.

3.1.4. Контактное давление каната в ручье обода шкива

- Максимальное допустимое значение контактного давления рассчитывается так

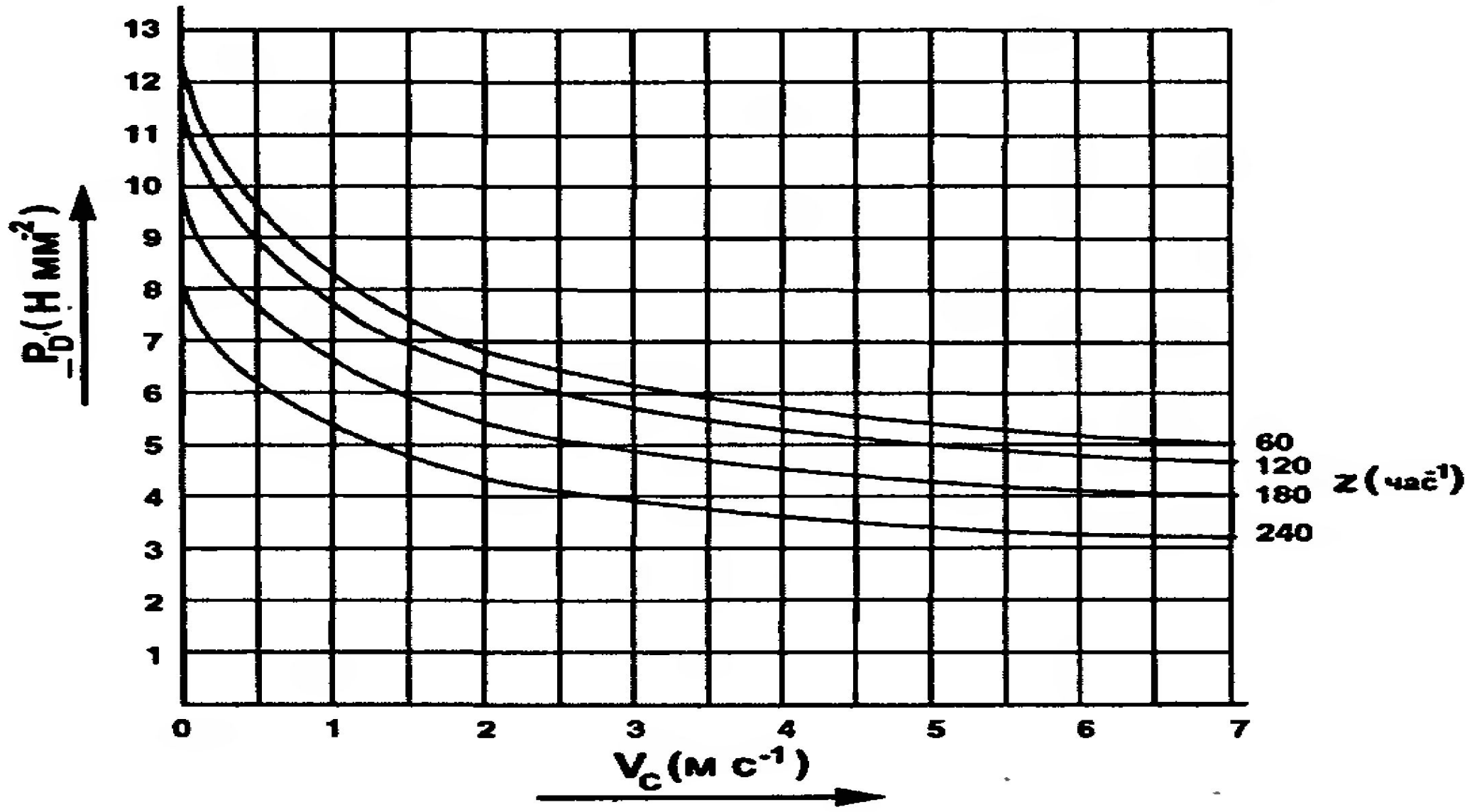
$$P_D = \frac{12,5 + 4 \cdot V_C}{1 + V_C}, \quad (\text{Н/мм}^2), \quad (3.8)$$

- где V_C - скорость каната, соответствующая номинальной скорости кабины (м/с).

- В некоторых европейских странах максимальное давление определяется не только в зависимости от скорости каната, но также от интенсивности перевозок, обычно определяемой числом рейсов в час.
- На рис. 3.18 проиллюстрирована зависимость максимально допустимого контактного давления p_D от скорости каната v_c и числа рейсов в час z .
- Влияние интенсивности перевозок было учтено путем умножения основной формулы на коэффициент k .

$$p \leq p_D = \frac{12,5 + 4 \cdot v_c}{1 + v_c} \cdot k, \text{ (Н/мм}^2\text{)}. \quad (3.9)$$

График зависимости максимального контактного давления от скорости каната



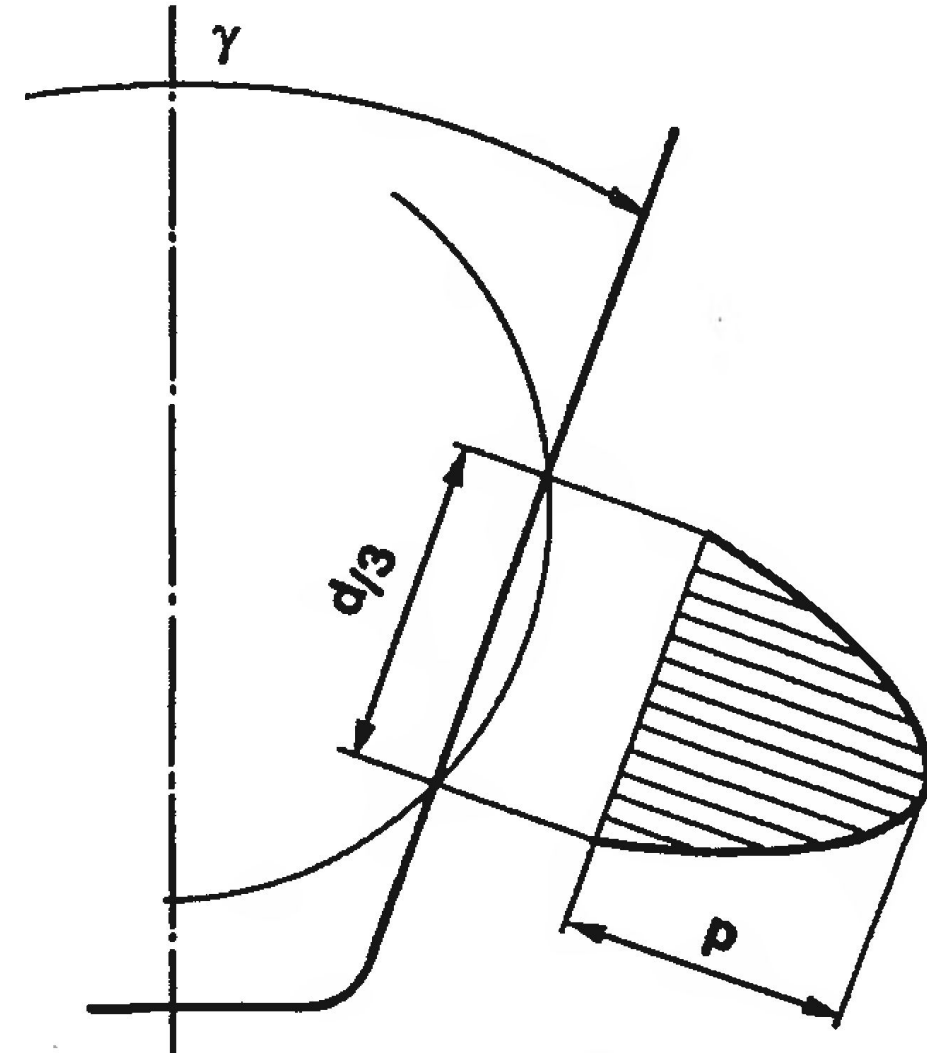
- Коэффициент k может быть рассчитан по формуле

$$k = \frac{52 - \left(\frac{z}{60}\right)^2 - \frac{z}{60}}{50} . \quad (3.10)$$

- При расчетах контактного давления в ручьях шкива различного профиля будут использованы впервые предложенные Хьюмансом (Hymens) и Хеллборном (Hellborn) (1927 г.) рекомендации, которые все еще сохраняют свою ценность.

(а) Клиновой ручей (V-образный)

- Предполагается, что длина деформированной части поверхности каната, вызванная радиальным давлением, составляет приблизительно одну треть часть диаметра каната и величина контактного давления изменяется на этом участке по синусоидальному закону .



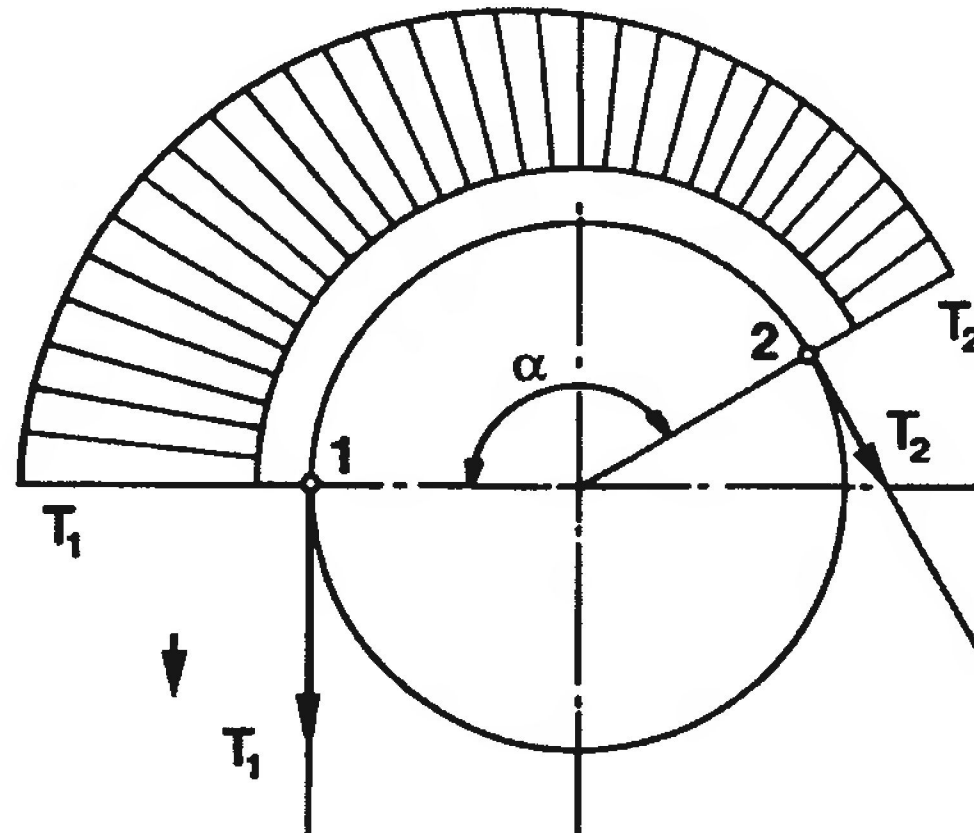
Распределение контактного давления в клиновом ручье

- Максимальная величина контактного давления в любой точке дуги обхвата шкива канатом определяется следующей формулой:

$$p = \frac{3 \cdot \pi \cdot T}{2 \cdot D \cdot d \cdot \sin \frac{\gamma}{2}}, \text{ (Н/мм}^2\text{)}, \quad (3.11)$$

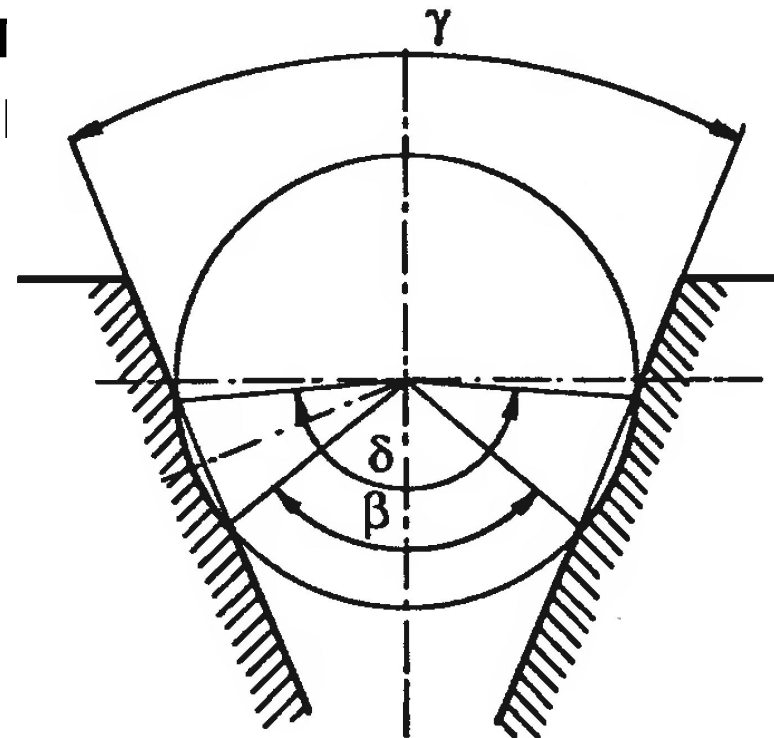
- где Т- сила натяжения в точке, где рассчитывается контактное давление (Н), D - расчетный диаметр шкива (мм), d-номинальный диаметр каната (мм) и γ - угол клинового ручья (V- образный) (град.).

- Из уравнения 3.11 следует, что контактное давление прямо пропорционально силе натяжения, которая изменяется по закону экспоненты вдоль дуги контакта (рис.), и абсолютный максимум контактного давления будет в точке наибольшего натяжения каната.



Изменение натяжения вдоль дуги
контакта тягового шкива

- Износ преобразует форму клинового ручья в полукруглый с подрезом с переменным углом контакта, эффект будет тот же, что при использовании ручья полукруглой формы с подрезом (рис.). Контактное давление уменьшается, также как величина коэффициента трения и тяговая способность.
- В процессе износа канат углубляется в ручье и дуга контакта, определяемая разностью углов ($\delta - \beta$) увеличивается. Угол внешней линии площади контакта δ может достиг значения 180° , тогда как угол β относительно

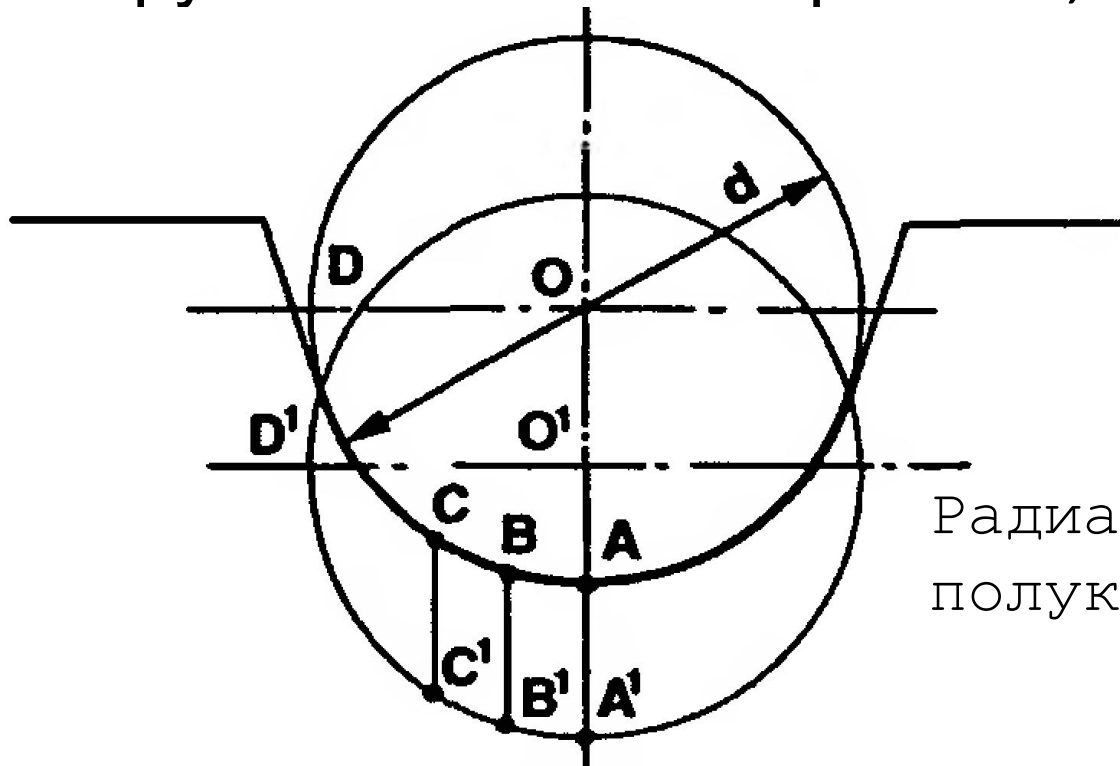


Клиновой ручей тягового шкива после износа

- Для сохранения минимального фиксированного значения p иногда используются клиновой ручей с подрезом.
- Фактическая величина контактного давления в изношенном клиновом ручье может быть определена также, как и для ручья полукруглого с подрезом (смотри далее позицию (с)).

- (b) **Полукруглый ручей**

- Как показано на рис. , после износа полукруглого ручья, канат углубляется в ручей и радиальное смещение всех опорных точек оказывается одинаковым. Это значит, что износ ручья в радиальном направлении постоянный на дуге контакта.
- Износ ручья вызывается трением, которое зависит от контактного да
ния



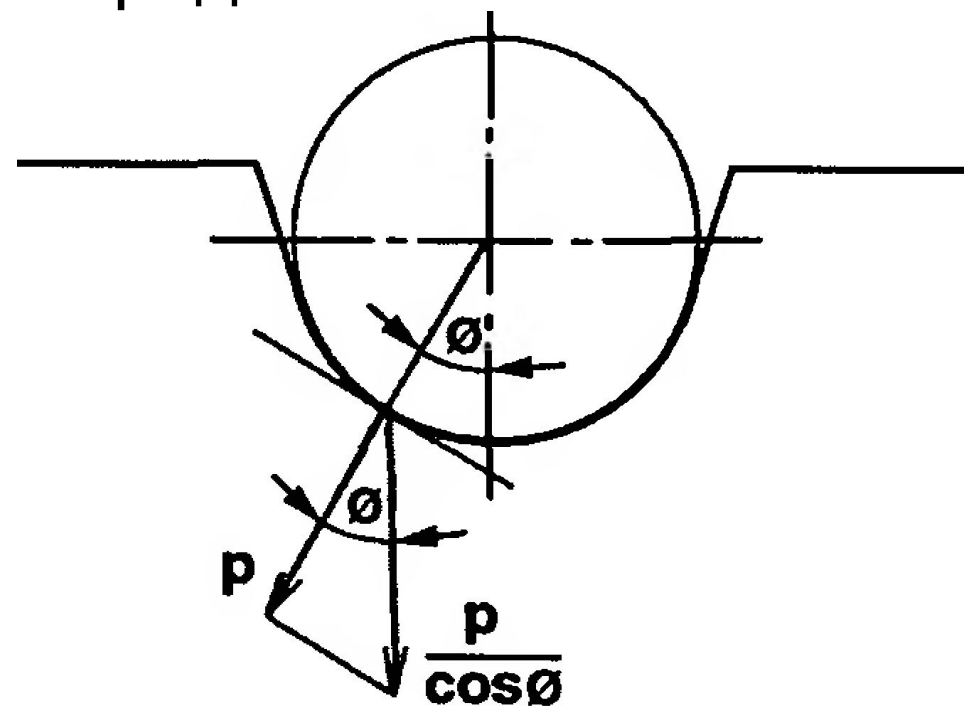
Радиальный сдвиг каната в полукруглом ручье после износа

- Тогда, если коэффициент трения постоянный, то радиальная составляющая контактного давления должна быть постоянной в любой точке дуги контакта. Математически это выражается так:

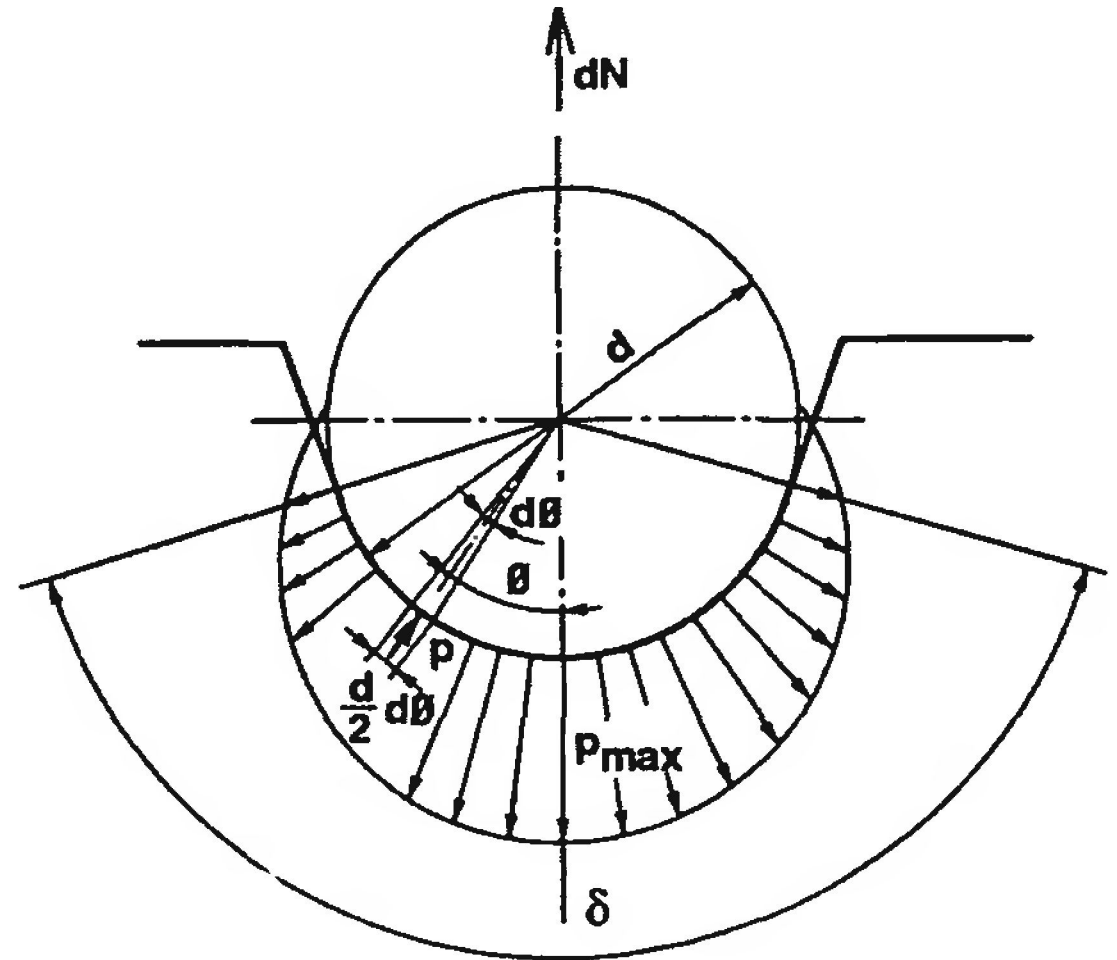
$$\frac{p}{\cos\phi} = \text{const} \quad (3.12)$$

- и отсюда, величина контактного давления в радиальной плоскости $p = \text{const} \cdot \cos\phi$.

Контактное давление в точке
контактной поверхности
полукруглого ручья



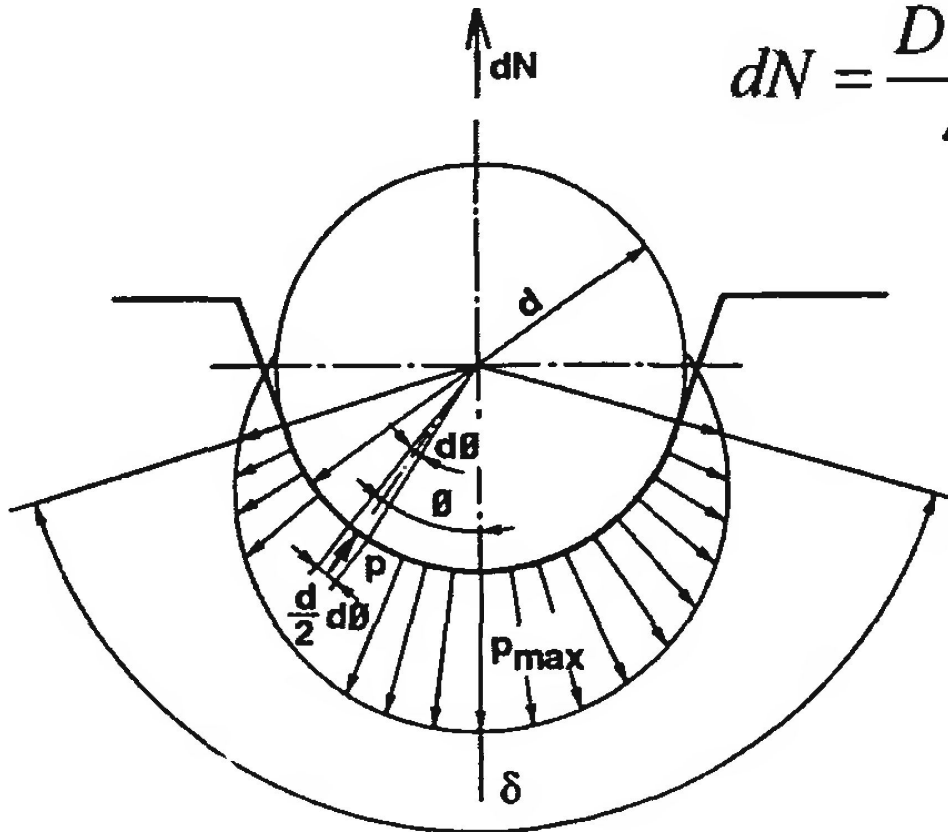
- При $\varphi = 0$, когда $\cos\psi = 1$, давление достигает максимального значения в нижней части ручья.
- Распространение контактного давления вдоль зоны контакта показано графически на рис.



Распределение контактного давления в полукруглом ручье

- Так как сумма вертикальных составляющих контактных давлений в радиальной плоскости должна находиться в равновесии с радиальной силой dN_y действующей на бесконечно малый отрезок каната, следующее уравнение 3.13 может быть использовано для расчета контактного давления для данной схемы.

$$dN = \frac{D \cdot d}{4} \cdot d\alpha \cdot \int_{-\frac{\delta}{2}}^{+\frac{\delta}{2}} p \cdot \cos \phi \cdot d\phi . \quad (3.13)$$



- Выражение $D \times (d/4) \times d\alpha \times d\psi$ представляет собой бесконечно малую величину площадки контакта, размеры которой $(d/2) \times d\psi$ в радиальной плоскости и $(D/2 \times d\alpha)$ вдоль дуги обхвата шкива канатом.
- Применяя соответствующие математические методы, можно рассчитать контактное давление по формуле так:

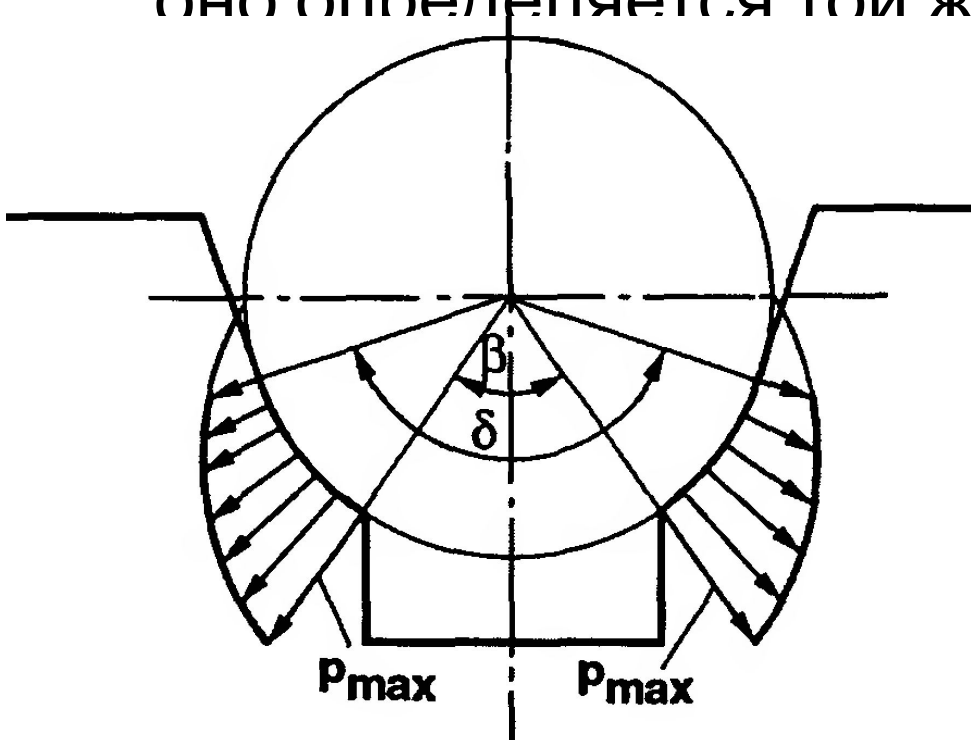
$$p = \frac{8 \cdot T \cdot \cos \phi}{D \cdot d \cdot (\delta + \sin \delta)}, \text{ (Н/мм}^2\text{)}, \quad (3.14)$$

- которая дает достаточно обоснованное значение величины.
- Максимальное контактное давление будет иметь место в нижней точке ручья ($\psi = 1$), при максимальном значении натяжения каната T .

(с) Ручей полукруглый с подрезом

Распределение контактного давления по площади контакта (рис.)

аналогично распределение для полукруглого ручья, так как оно определяется той же кривой ($p = \text{const} \times \cos \psi$); однако есть δ , связанное с изменением профиля



I
Распределение контактного давления в полукруглом ручье с подрезом

- Линия контакта между канатом и ручьем прерывается там, где изначально давление должно было бы быть наибольшим; поэтому векторы давления распространяются на меньшей площади контакта ручья, создавая в нем более высокое давление, чем в полукруглом ручье.
- Исходное уравнение слегка отличается:

$$dN = \frac{D \cdot d}{2} \cdot d\alpha \cdot \int_{\frac{\beta}{2}}^{\frac{\delta}{2}} p \cdot \cos \phi \cdot d\phi, \quad (3.15)$$

- и после применения такой же математической техники конечная формула будет выглядеть так

$$p = \frac{8 \cdot T \cdot \cos \phi}{D \cdot d \cdot (\delta - \beta + \sin \delta - \sin \beta)} , (\text{Н/мм}^2). \quad (3.16)$$

- Максимальное давление будет на краю подреза, т.е.

$$p_{\max} = \frac{8 \cdot T \cdot \cos \frac{\beta}{2}}{D \cdot d \cdot (\delta - \beta + \sin \delta - \sin \beta)} , (\text{Н/мм}^2). \quad (3.17)$$

Коэффициент трения канатов в ручьях

- (а) Клиновой ручей (V-образный)
- Общеизвестно, что коэффициент трения для клинового ручья

$$f = \frac{\mu}{\sin \frac{\gamma}{2}}, \quad (3.18)$$

- где μ - фактический коэффициент трения между канатом и стальным шкивом или шкивом из чугуна; для расчета обычно берется значение $\mu = 0,09$,
 γ - угол профиля ручья (градус).
- Для 35°-ного клинового ручья, $f = 3,325\mu$, результатом чего является значительное увеличение силы тяги.
- После износа конфигурация ручья изменяется и величина коэффициента трения становится меньше (см. ранее).

(b) Полукруглый ручей (U-образный)

- Элементарная тангенциальная реакция dF , вызванная действием радиальной силы dN на бесконечно малую часть каната, может быть рассчитана следующим образом:

$$dF = f \cdot dN = \frac{D \cdot d}{4} \cdot d\alpha \cdot \mu \cdot \int_{\left(-\frac{\delta}{2}\right)}^{\left(+\frac{\delta}{2}\right)} p \cdot d\phi, \quad (3.19)$$

- После замены

$$p = \frac{8 \cdot T \cdot \cos \phi}{D \cdot d \cdot (\delta + \sin \delta)}, \text{ (H/мм}^2\text{)}$$

- и $dN = Td\alpha$, после интегрирования окончательная формула имеет вид

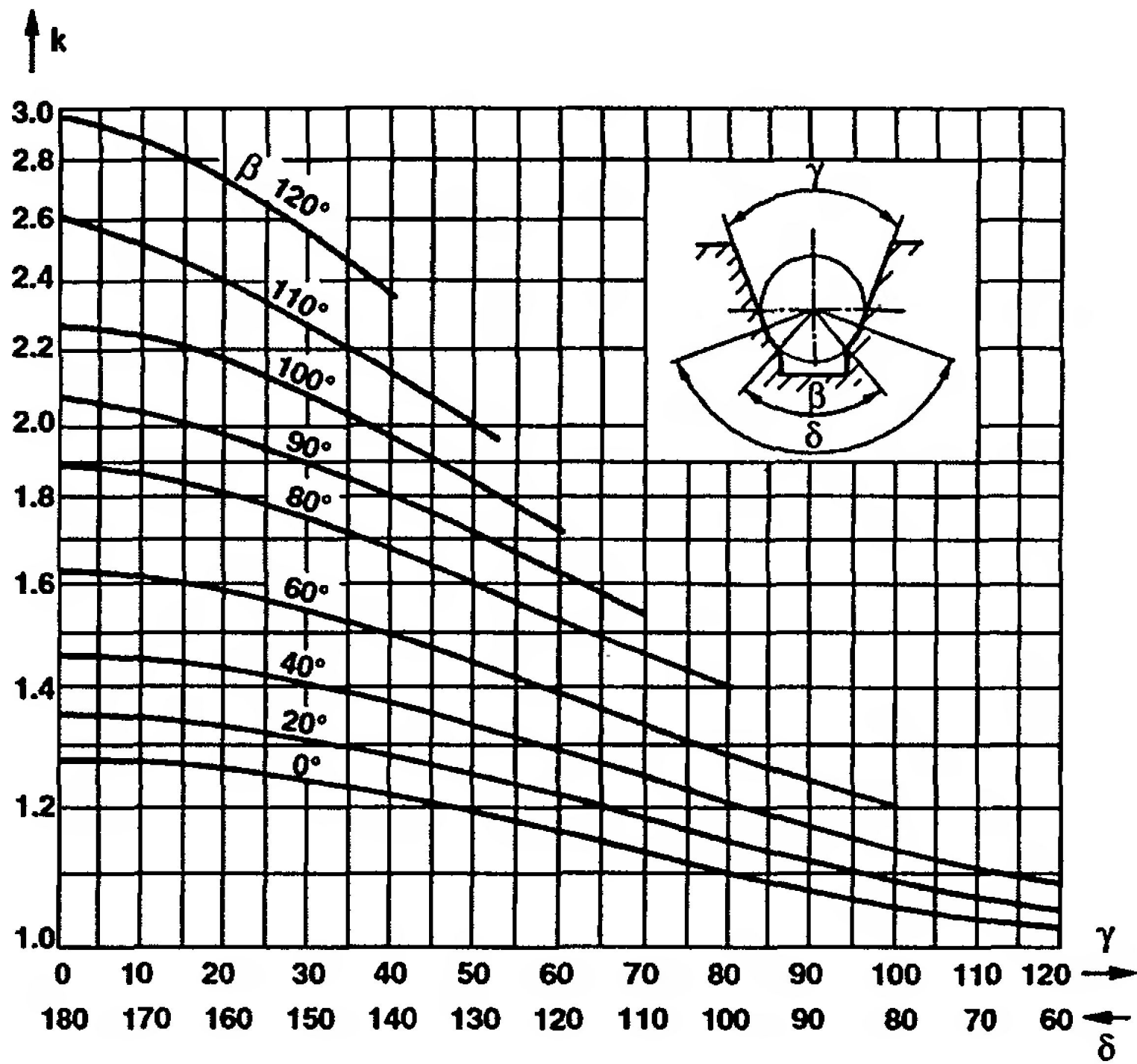
$$f = 4 \cdot \mu \cdot \frac{\sin \frac{\delta}{2}}{\delta + \sin \delta}, \quad (3.20)$$

(с) Полукруглый ручей с подрезом

- Если применяется та же самая процедура, как и в пункте (б), конечная формула имеет следующий вид

$$f = 4 \cdot \mu \cdot \frac{\sin \frac{\delta}{2} - \sin \frac{\beta}{2}}{\delta - \beta + \sin \delta - \sin \beta} . \quad (3.21)$$

- В общем виде, формула для f может быть представлена в виде $f = k \cdot \mu$ и k может считываться с графиков (см. далее) для ручьев полукруглых и полукруглых с подрезом.



- Для угла β , равного 180° , коэффициент трения достигает своего максимального значения:
- для полукруглого ручья

$$f = \frac{4}{\pi} \cdot \mu = 1,273 \cdot \mu , \quad (3.22)$$

- Для полукруглого с подрезом

$$f = 4 \cdot \mu \cdot \frac{1 - \sin \frac{\beta}{2}}{\pi - \beta - \sin \beta} . \quad (3.23)$$

Тяговая способность при разных условиях

- Сила тяги должна быть в любое время достаточной независимо от нагрузки, положения кабины и направления движения, т.е. должна быть обеспечена справедливость уравнения 3.4

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f \cdot \alpha}.$$

- Так как T_1 и T_2 - статические силы на обеих сторонах тягового шкива, может использоваться коэффициент C в простых случаях учета ускорения, замедления и особых условий установки.

- В результате

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C \leq e^{f \cdot \alpha}, \quad (3.24)$$

- где T_1/T_2 - отношение между большими и меньшими статическим силами в ветвях канатной подвески по обе стороны тягового шкива

$$C = \frac{g_n + a}{g_n - a},$$

- где g_n - ускорение свободного падения (м/с^2) и a - ускорение (замедление) кабины (м/с^2).

- При расчете статических сил, рекомендуется принять

во внимание два случая:

- (a) кабина стоит на уровне самой нижней посадочной площадки с нагрузкой, эквивалентной 125% номинальной величины грузоподъемности.

- (b) порожняя кабина, стоящая на уровне самой верхней посадочной площадки.

- Случай (a) иллюстрируется приведенной схемой в качестве примера расчета сил T_1 и T_2 для более сложных установок.

- Кабина показана на уровне самой нижней посадочной площадки, но расчет будет проводиться для обоих выше упомянутых случаев*.

- (a) кабина на уровне самой нижней посадочной площадки нагрузкой 125% номинальной величины.

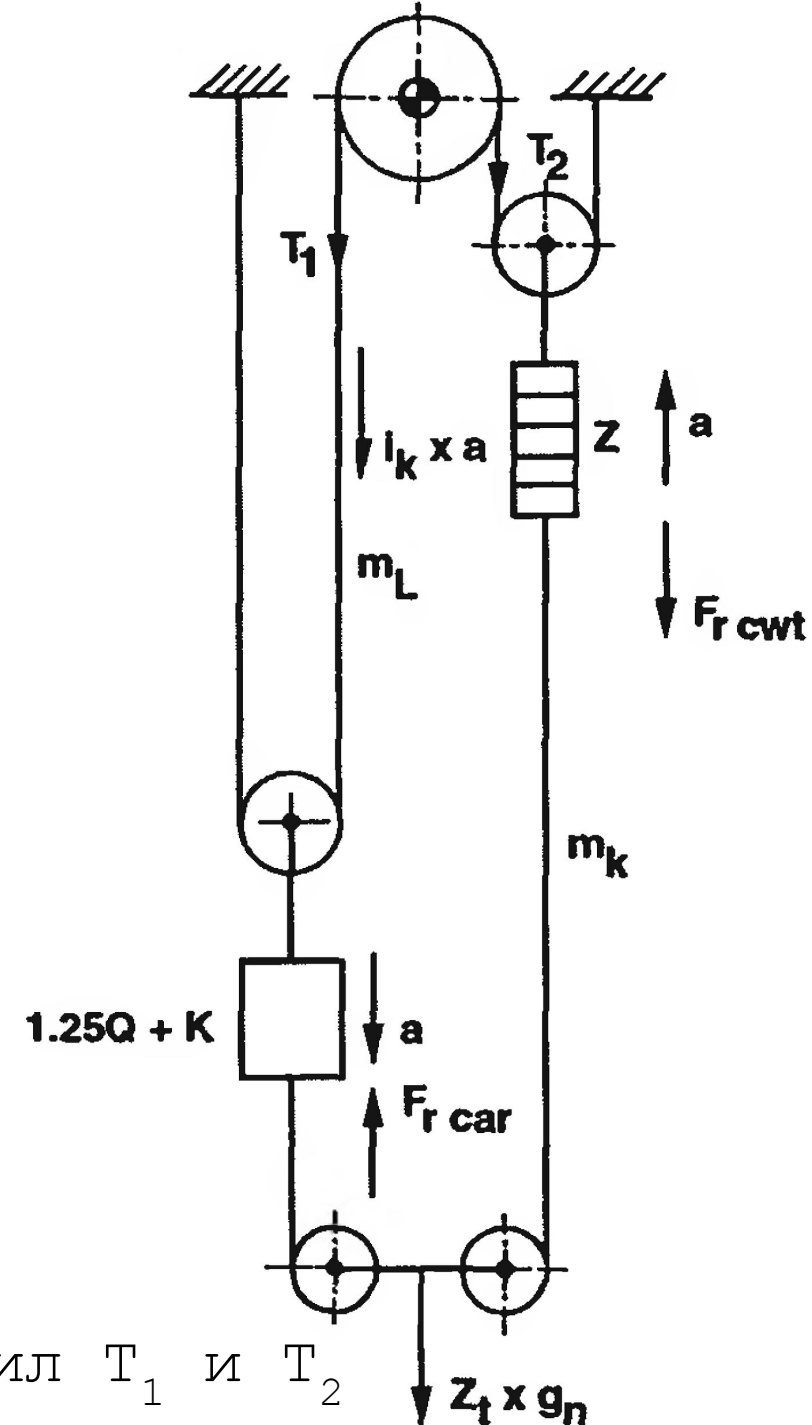


Схема для расчета сил T_1 и T_2

- Натяжение каната на стороне кабины

$$T_1 = \frac{(1,25 \cdot Q + K) \cdot (g_n + a)}{i} + m_L \cdot (g_n + i \cdot a) + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} - \frac{F_{rcar}}{i}.$$

- Натяжение каната на стороне противовеса

$$T_2 = \frac{Z \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{m_k \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} + \frac{F_{rcwt}}{i}.$$

- *Здесь приводится расчет натяжения канатов с учетом динамического воздействия сил инерции при ускорении разгона кабины, а статическое натяжение легко определяется при условии: $a = 0$*

- (b) Незагруженная кабина на самой высокой посадочной площадке .
Натяжение каната на стороне противовеса

$$T_1 = \frac{Z \cdot (g_n + a)}{i} + m_L \cdot (g_n + i \cdot a) + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} - \frac{F_{rcwt}}{i}.$$

- Натяжение каната на стороне кабины

$$T_2 = \frac{K \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{m_k \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} - \frac{F_{rcar}}{i}.$$

- где Q - номинальная грузоподъемность (кг), K - масса кабины (кг), Z - масса противовеса (кг), m_L - масса одной ветви подвесных канатов (кг), m_k - масса компенсирующих кабелей под кабиной или противовесом (кг), i – кратность канатной подвески, Z_t - масса натяжного груза компенсирующих кабелей (кг), g_n - ускорение свободного падения (м/с^2), a - ускорение (замедление) кабины (м/с^2), F_{rcar} - сила фрикционного сопротивления движению кабины в шахте (Н) и F_{rcwt} - сила фрикционного сопротивления движению противовеса в шахте (Н).

- В случае (b) также следует учесть влияние массы подвесного кабеля.
 - Влияние динамического (инерционного) вращающего момента шкива и блока на тяговую способность обычно небольшое, но при точных расчетах может быть учтено.
 - Динамическая окружная сила на шкиве или блоке определяется $\phi m_{sr} \cdot i \cdot a$, (Н)
 - $m_{sr} \cdot a$, (Н) - для шкива, отводного блока или блоков подвески,
 - - для блоков натяжного устройства компенсирующих кабелей,
- где m_{sr} - приведенная масса шкива или блока.

$$m_{sr} = \frac{4 \cdot I_s}{D^2}, \text{ (кг)},$$

- где I_s - момент инерции шкива или блока (кг м²) и D - расчетный диаметр шкива или блока (м)

- В конечном итоге динамическая сила рассчитывается по формуле

$$\frac{4 \cdot I_s}{D^2} \cdot a, \text{ (Н)},$$

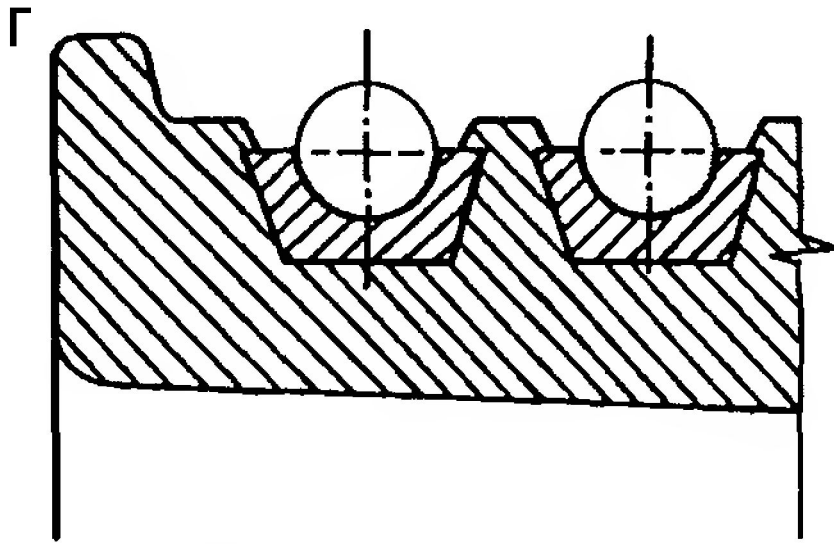
- Большое внимание следует уделить определению силы тяги, в особенности для высотных лифтовых установок, где вес канатов со стороны противовеса может быть достаточным для обеспечения силы тяги, в то время как противовес покоится на буферах и лебедка работает в направлении вверх. Должны быть приняты меры предосторожности для предотвращения возможности подъема кабины при этих условиях.

- -

- Максимально возможная тяга ограничена углом обхвата α и коэффициентом трения канатов в ручьях f в соответствии с уравнением 3.4 и, поэтому, максимальная тяга получается, когда результат произведения $f \times \alpha$ принимает максимальное значение. Этого можно достигнуть при увеличении (a) $f(\alpha)$, (b) α или обоих вместе.
- (a) Большая тяговая способность за счет увеличения коэффициента трения может быть достигнута путем использования неметаллических вкладышей для ручьев обода.

- Они применялись многие годы на тяговых лебедках в шахтах (Коерре); их приводные тяговые шкивы большого диаметра были оборудованы вкладышами, которые монтировались в виде отдельных коротких сегментов. Основные требования для вкладышей ручьев следующие:
 1. высокий коэффициент трения при всех обстоятельствах (статические и динамические нагрузки, применение канатной смазки),
 2. сопротивляемость действию контактного давления между канатом и вкладышем,
 3. износостойкость,
 4. устойчивость к воздействию канатной смазки,
 5. стабильность физических свойств в разных условиях окружающей среды (температура, влажность),
 6. сопротивление старению,

- Первые образцы вкладышей для лифтов с тяговым приводом, появившиеся в середине 1960-х, имели конструкцию сходную с используемой на лебедках Коерре.
- Они состояли из коротких полиуретановых сегментов снабженных упругими ободками.
- Сегменты могут быть легко установлены на место, а последний сегмент подрезается по длине свободного



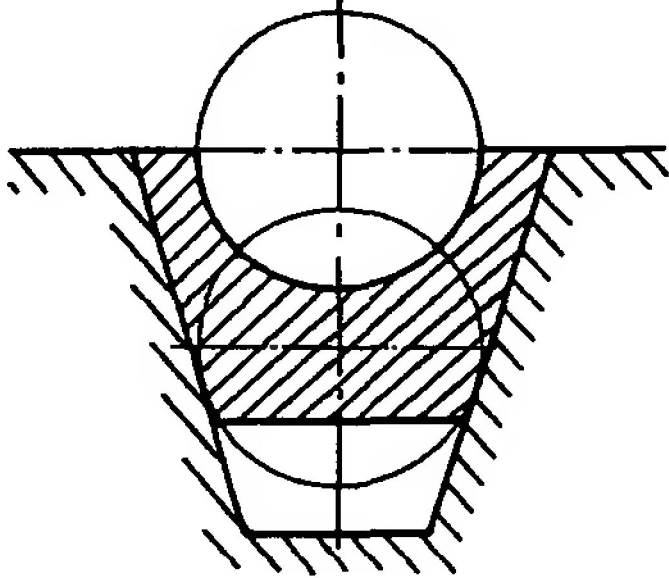
Первоначальный вариант установки
вкладышей шкива

- В связи с необходимостью установки вкладышей увеличено расстояние между ручьями и стоимость механической обработки ручьев стала больше, чем у стандартных шкивов.
- Тем не менее, тяговая способность увеличилась, так же как и расширилась область применения привода с одним обхватом и срок службы канатов возрос из-за более низкого контактного давления в полукруглом ручье вкладыша.
- Было обеспечено снижение уровня шума, обусловленного контактом стальных канатов и металлической поверхностью ручьев.

- Серийная конструкция вкладышей для ручьев, изготовленных компанией Otis Elevator Co, включает гибкое кольцо полиуретана, помещенное в клиновой (V-образный) паз приводного шкива.
- Полиуретановый вкладыш легко стыкуется горячим способом с использованием специального приспособления (hot-knife).
- В зависимости от диаметра шкива секции полиуретанового профиля отрезаются немного короче длины окружности паза шкива, в который он должен быть установлен.

- Концы термопластичного профиля затем состыковываются посредством приспособления hot-knife и образуют однородную бесконечную ленту.
- Состыкованный профиль натягивается на шкив и устанавливается в паз. Полиуретановый профиль принимает постоянную форму и крепко фиксируется в клиновой канавке шкива без использования связующего материала.
- Шов после горячей стыковки такой же прочный, как и исходный материал.
- Основным требованием безопасности в отношении применения неметаллических вкладышей ручьев является сохранение достаточной тяговой способности в случае разрушения вкладыша по той или иной причине (разрушение от действия огня).

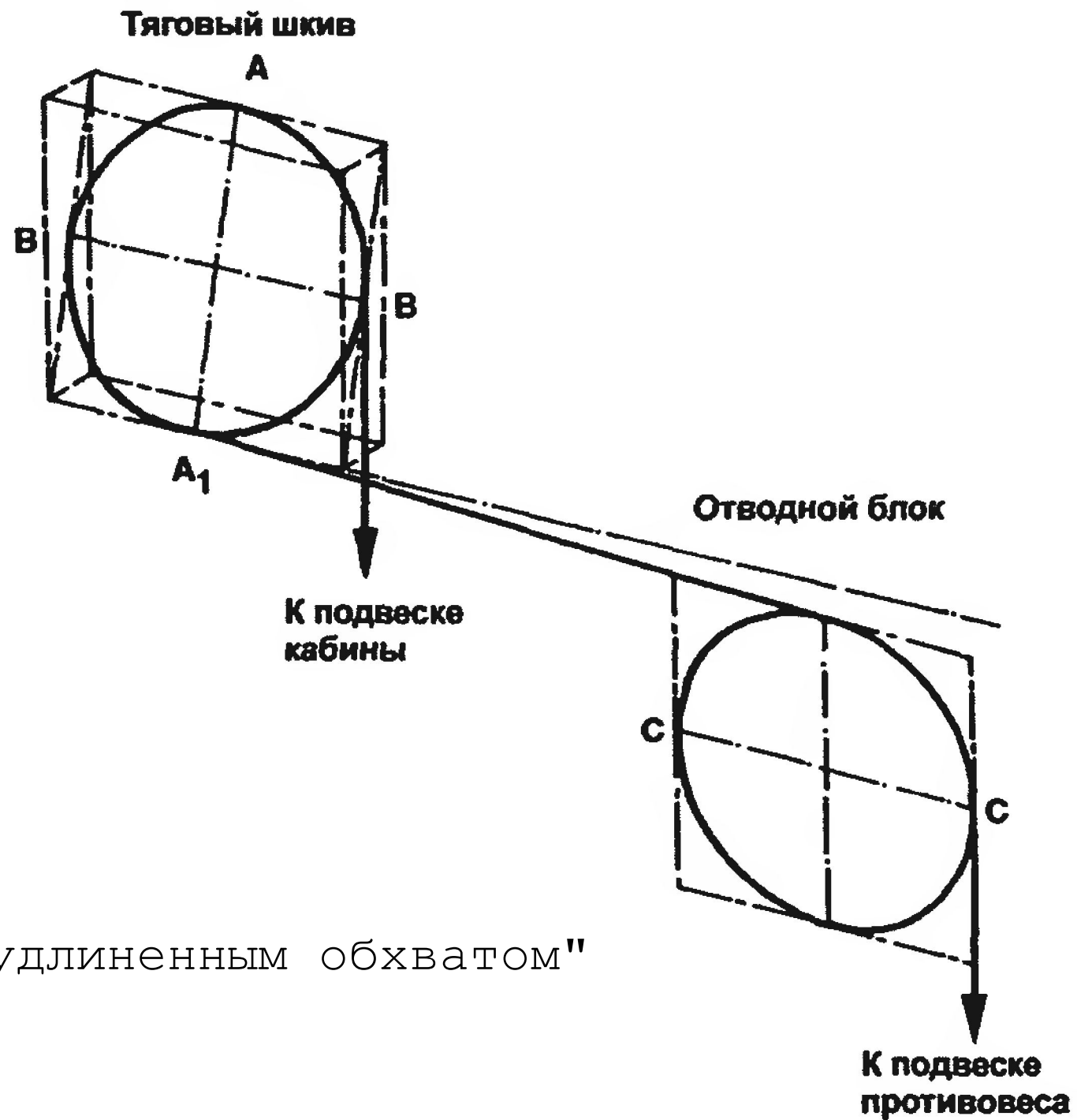
- В соответствии со стандартом А 17.1 кабина с нагрузкой, равной 125% номинальной, должна быть безопасно остановлена и удерживаться в этой позиции в подобной ситуации.
- Выполнение этого требования обеспечивается путем установки вкладышей в механически обработанный паз клиновидной формы с углом 35° на ободе шкива.



Современный способ
установки вкладышей шкива

- Если происходит разрушение полиуретановых вкладышей, канат будет иметь линейный контакт с клиновым ручьем на дуге обхвата и это вызовет очень высокое контактное давление, но оно рассматривается как допустимое из-за относительно короткого времени движения кабины.
- Дополнительным преимуществом применения неметаллических вкладышей ручьев является исключение необходимости переточки ручьев шкива, так как изнашиваются только вкладыши, и уменьшение вибрации лебедки передаваемой на кабину.
- Кабина с пассажирами передвигается плавно и почти без шума.

- Полиуретановые вкладыши используются и с редукторными и безредукторными лебедками при скорости кабины до 5 м/с.
- (Б) Угол обхвата (а) может быть значительно увеличен с применением привода с «двойным обхватом» .
- Другое решение проблемы появилось в начале 1980-х, когда Otis Elevator Co. предложила так называемый «привод с удлиненным обхватом».
- Канатная система включает дугу контакта вокруг приводного шкива приблизительно 270° , как показано на рис. Канаты, идущие к кабине, перекрещиваются с канатами, идущими к противовесу через отводной блок.



. Схема привода с "удлиненным обхватом"

- Для того, чтобы исключить любой нежелательный взаимный контакт канатов необходимо гарантировать достаточный зазор. С этой целью плоскость приводного шкива слегка наклонена относительно вертикальной плоскости, а отводной блок перемещается перпендикулярно и поворачивается вокруг его вертикальной оси так, что горизонтальная ось С-С устанавливается параллельно к оси отводимого каната. Прямая линия от точки касания A_j и параллельная оси В-В обеспечивает достаточный зазор в зоне перекрещивания (штрихпунктирная линия).

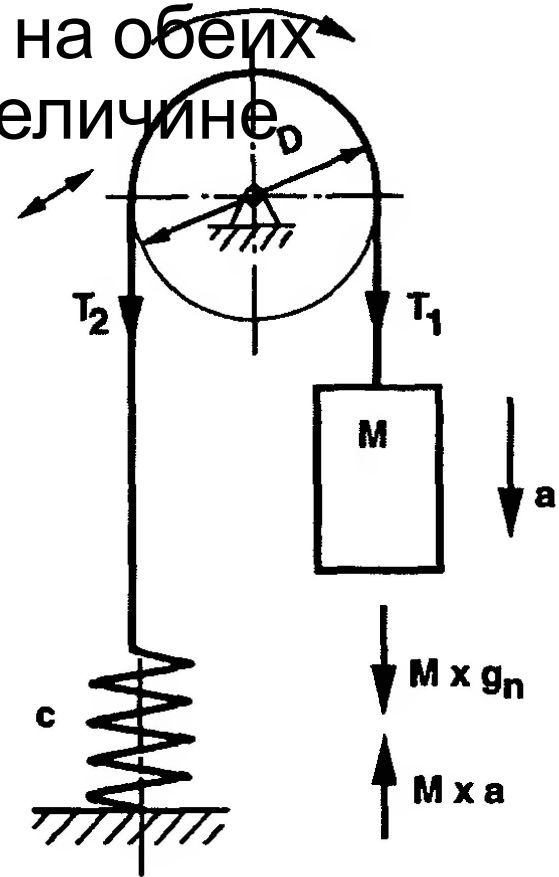
- И приводной шкив, и отводной блок оборудованы неметаллическими вкладышами, которые увеличивают силу сцепления и минимизируют износ каната, связанный с трением о край ручья шкива, обусловленным наклоном его радиальной плоскости.
- Несколько тысяч редукторных лебедок лифтов со скоростью кабины до 1,75 м/с устроены таким образом.
- Фактическая действительная тяговая способность шкива может быть установлена с помощью определения частоты колебания подвешенной массы, как представлено в следующем аналитическом рассмотрении.
- Давайте рассмотрим простую систему пружина-масса, состоящую из кабины, масса которой M (кг), тягового шкива, диаметр которого D (м) и пружины с постоянной жесткостью s (Н/м). Обозначим фактическую

- (а) Приводной шкив вращается в направлении часовой стрелки. Сила растяжения в подвесных канатах на стороне кабины T_1 $T_1 = M \cdot (g_n - a)$, (Н). (3.25)

- Когда канат скользит, соотношение сил натяжения на обеих сторонах тягового шкива равняется фактической величине тяговой способности.

Это можно выразить с помощью уравнения:

$$T_2 = q \cdot T_1, \text{ (Н).} \quad (3.26)$$



- Осевая сила растяжения пружины:

$$T_2 = c \cdot (x_0 + x) , \quad (3.27)$$

- где x_0 - деформация от статической нагрузки пружины, когда система находится в стационарном состоянии, x - динамическая деформация пружины, т.е. дополнительная деформация после того, как система приведена в движение.

- Деформации x_0 $x_0 = \frac{D}{2} \cdot \varphi_0$, $x = \frac{D}{2} \cdot \varphi$, (3.28) таким образом

- где φ_0 и φ - центральные углы, соответствующие перемещениям поверхности обода, равные деформациям пружины x_0 и x .

- На основе уравнений 3.26, 3.27 и 3.28 получаем

$$T_1 = \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot (\varphi_0 + \varphi). \quad (3.29)$$

- Приравнивая (3.25) и (3.29), мы получаем

$$M \cdot (g_n - a) = \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot (\varphi_0 + \varphi). \quad (3.30)$$

- Ускорение a может быть выражено следующим образом

$$a = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \cdot \frac{D}{2} . \quad (3.31)$$

- После подстановки в (3.30) выражения (3.31) мы получаем

$$M \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} \cdot \frac{D}{2} + \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot \varphi_0 + \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot \varphi - M \cdot g_n = 0 . \quad (3.32).$$

- В положении статического равновесия уравнение (3.25) имеет вид

$$T_1 = M \cdot g_n,$$

- а уравнение (3.29)

$$T_1 = \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot \varphi_0.$$

- С учетом этого преобразуем уравнение (3.32) и получим

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{c}{q \cdot M} \cdot \varphi = 0. \quad (3.33)$$

- Уравнение 3.33 - дифференциальное уравнение простого гармонического колебания

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + k^2 \cdot \varphi = 0, \quad (3.34)$$

- Где

$$k^2 = \frac{c}{q \cdot M}, \quad (3.35)$$

- Отсюда

$$k = \sqrt{\frac{c}{q \cdot M}}. \quad (3.36)$$

- Частота f_1 равна

$$f_1 = \frac{k}{2 \cdot \pi} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{q \cdot M}}, \quad (1/c), \quad (3.37)$$

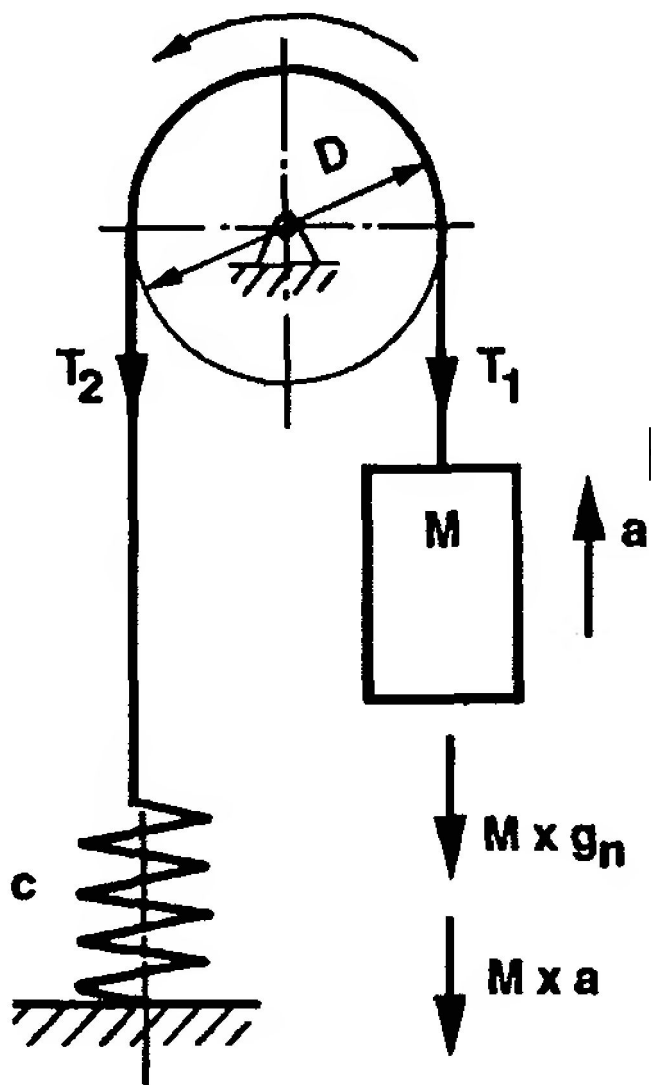
- и соответствующая угловая частота (круговая частота) ω_1

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot f_1 = \sqrt{\frac{c}{q \cdot M}}, \quad (\text{рад/с}). \quad (3.38)$$

- (b) Тяговый шкив вращается в направлении против часовой стрелки

$$T_1 = M \cdot (g_n + a), \quad (3.39)$$

$$T_1 = q \cdot T_2. \quad (3.40)$$



Нагрузка, действующая на пружину

$$T_2 = c \cdot (x_0 - x). \quad (3.41)$$

Схема вращения шкива
в направлении против часовой
стрелки

- Применяя те же математические методы, как в пункте (а), мы получаем

$$T_2 = \frac{c \cdot D}{2} \cdot (\varphi_0 - \varphi), \quad (3.42)$$

$$T_1 = \frac{c \cdot D \cdot q}{2} \cdot (\varphi_0 - \varphi). \quad (3.43)$$

- и дифференциальное уравнение простого гармонического колебания

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{c \cdot q}{M} \cdot \varphi = 0, \quad (3.44)$$

- Если мы приравняем,

$$\frac{c \cdot q}{M} = k^2, \quad (3.45)$$

- То

$$k = \sqrt{\frac{c \cdot q}{M}}. \quad (3.46)$$

- Частота f_2 равняется

$$f_2 = \frac{k}{2 \cdot \pi} = \frac{k}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c \cdot q}{M}}, \quad (3.47)$$

- и угловая частота ω_2

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot f_2 = \sqrt{\frac{c \cdot q}{M}} . \quad (3.48)$$

- Отношение угловых частот (круговых частот) равно

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \sqrt{\frac{c \cdot q}{M} \cdot \frac{q \cdot M}{c}} = \sqrt{q^2} .$$

- Доступная тяговая способность определяется конечной формулой

$$q = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{f_2}{f_1} . \quad (3.49)$$

- Результаты этого анализа могут быть использованы для определения допустимой величины коэффициента тяговой способности посредством следующей процедуры:
- Одна масса подвижной лифтовой системы, т.е. противовес, закрепляется неподвижно, тяговый шкив медленно вращается в одном, затем в другом направлении и измеряется частота колебаний кабины (фактически измеряются период колебаний T). График гармонических колебаний кабины показан на рис. ниже, где отмечен период времени T .

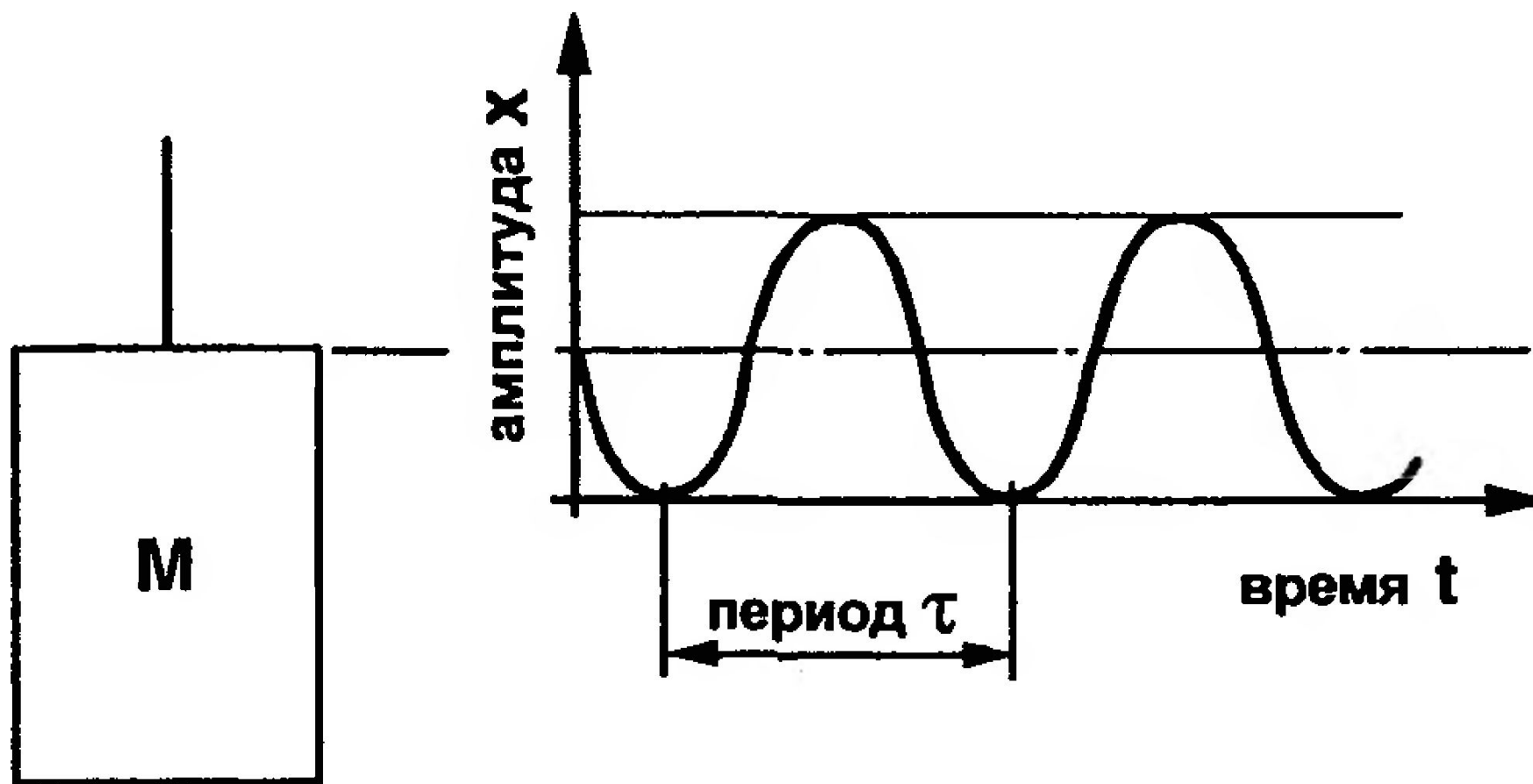


График гармонических колебаний кабины
лифта

Скольжение каната

- Относительное движение каната в ручье обода шкива имеет две составляющие и определяется их наложением.
- (a) Удлинение каната пропорционально растяжению и соответственно изменяется, в то время как тангенциальная деформация обода стального или чугунного шкива не происходит.
- Так как существует значительная разница между силами натяжения канатов с одной и другой стороны шкива, происходит изменение величины удлинения каждой части каната при прохождении дуги охвата шкива, которое приводит к скольжению (скольжение каната).
- (b) Скольжение каната происходит из-за различия скорости движения отдельных канатов, вызванного различием фактической величины диаметров ручьев шкива. Этот фактор оказывает значительно большее влияние.

Износ ручьев шкива

- Из-за взаимодействия каната со шкивом, которое происходит при работе лифта, большинство факторов, влияющих на срок службы канатов лифта (см. ранее), также оказывает влияние на срок службы ручьев шкива.
- В Чехословакии в начале 1980-х были предприняты испытания и выполнен соответствующий анализ.
- Было обнаружено, что на срок службы ручья значительное влияние имели факторы, вызванные неравномерным распределением сил натяжения в канатах лифтов, преимущественно из-за различия их рабочих диаметров. Это неравномерное распределение привело к различным величинам контактного давления между канатами и ручьями шкива.

- При различных рабочих диаметров окружные скорости отдельных канатов будут разными и, в результате, некоторые канаты будут скользить в своих ручьях с ускорением или замедлением относительно других, их натяжение будет изменяться в зависимости от диаметра ручья и направления движения кабины.
- Износ вызывается как тангенциальным, так и радиальным воздействием на каната.
- Тангенциальный эффект представлен скольжением каната в ручье и в значительной степени зависит от контактного давления.
- Сравнение разницы между теоретическим перемещением каждого каната и фиктивными перемещениями, рассчитанными для ручьев с различными рабочими диаметрами показало, что износ определенных ручьев не соответствовал относительным расстояниям и поэтому

- Радиальный эффект вызывается натяжением, которое порождает контактное давление между канатом и ручьем.
- Величина давления определяет степень деформации каната и, таким образом, относительное радиальное движение каната в ручье.
- Была рассчитана средняя радиальная сила, действующая на единицу площади контакта 1 мм длиной, для каждого каната и получились пропорциональные значения, а также пропорциональные значения износа ручья после значительного числа пробегов кабины.
- Сравнение единиц радиальной силы и износа паза выявило преимущественную важность радиального эффекта каната, так как пропорциональность износа единице величины радиальной силы была почти идеальной.
- Так как величины контактного давления в отдельных ручьях прямо пропорциональны натяжению каната (см. ранее), все силы должны быть соответствующей величины, если даже износ достиг предельного значения.
- Это обуславливает требования к геометрии шкива - разница между фактической величиной диаметров отдельных ручьев должна быть минимизирована

Преобразование крутящих моментов

- Когда осуществляется преобразование статического и динамического (инерционного) момента, связанного с движением лифта, от тихоходного (шкив) к скоростному валу (приводной мотор), необходимо учитывать КПД механической передачи.
- Результирующая величина крутящего момента на скоростном валу M_1 зависит от направления перемещения, нагрузки кабины и взаимно связанных величин M_{st2} и M_{t2} ,
- Где - M_{st2} - статический крутящий момент приведенный к тихоходному валу,
- M_{t2} - динамический крутящий момент подвижных частей лифта, приведенный к тихоходному валу.

- Обозначение величин, используемых в последующих расчетах:
- M_d - движущий момент на тихоходном валу,
- M_p - момент, необходимый для преодоления сил трения,
- M_b - тормозной момент на тихоходном валу,
- i_p - передаточное отношение между скоростным и тихоходным валом,
- η_p - КПД редуктора при ведущем червяке (прямой КПД),
- η'_p - КПД редуктора при ведущем колесе (обратный КПД).

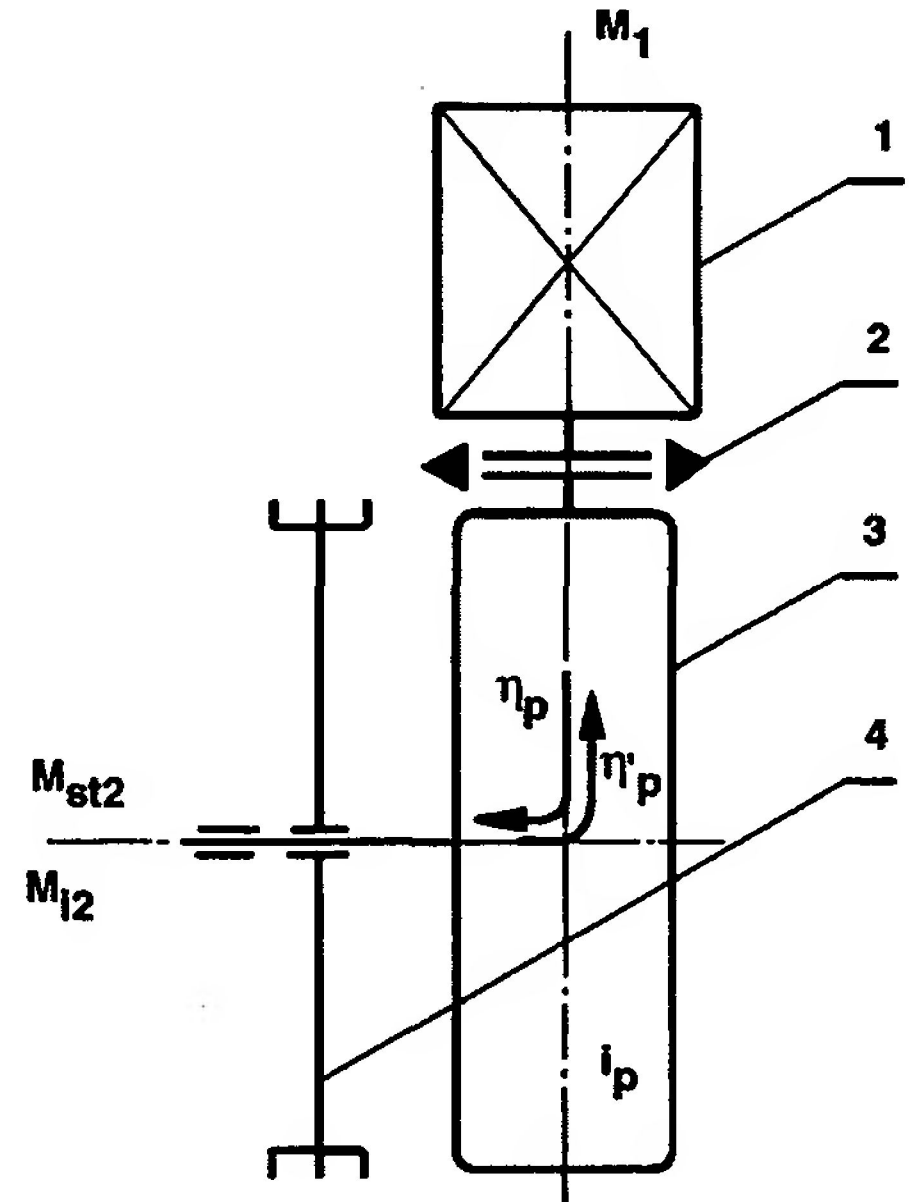


Схема для расчета M_1 : 1 - приводной мотор, 2 - тормоз, 3 - редуктор, 4 - тяговый шкив

- Пуск привода - подъём кабины
- (а) Вращающий момент на стороне кабины

$$M = (M_{st2} + M_{i2}) \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta_p}.$$

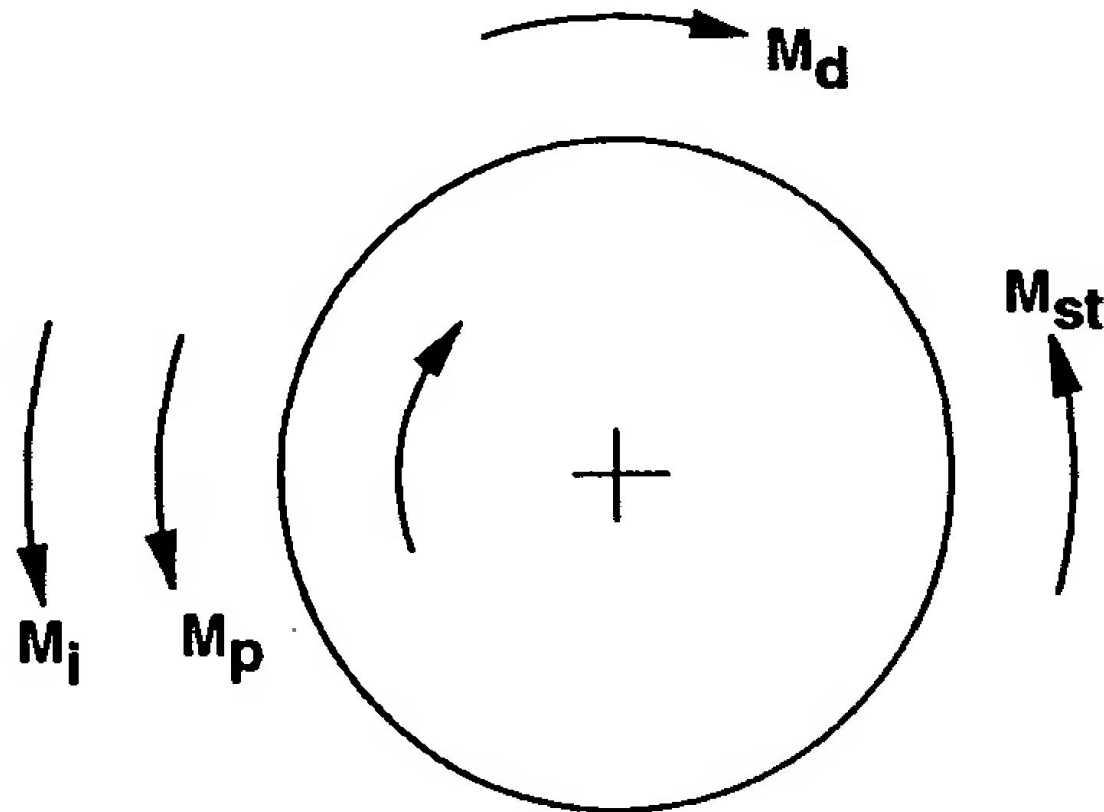


Схема для расчета M_1

- (b) Вращающий момент на стороне противовеса)
(ba)

$$M_{si2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = (M_{si2} - M_{i2}) \cdot \frac{\eta_P}{i_P}.$$

- (bb)

$$M_{si2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = (M_{i2} - M_{si2}) \cdot \frac{1}{i_P \cdot \eta_P}.$$

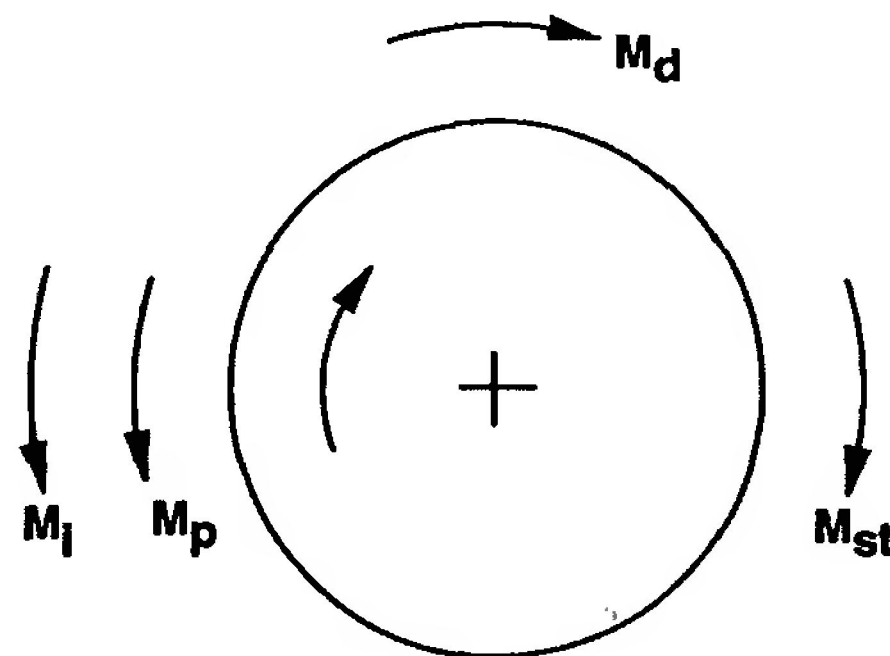


Схема для расчета M_1

- Пуск привода - опускание кабины
- (с) Вращающий момент на стороне кабины
- (са)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = (M_{st2} - M_{i2}) \cdot \frac{\eta_p}{i_p}.$$

- (сб)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = (M_{i2} - M_{st2}) \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta_p}.$$

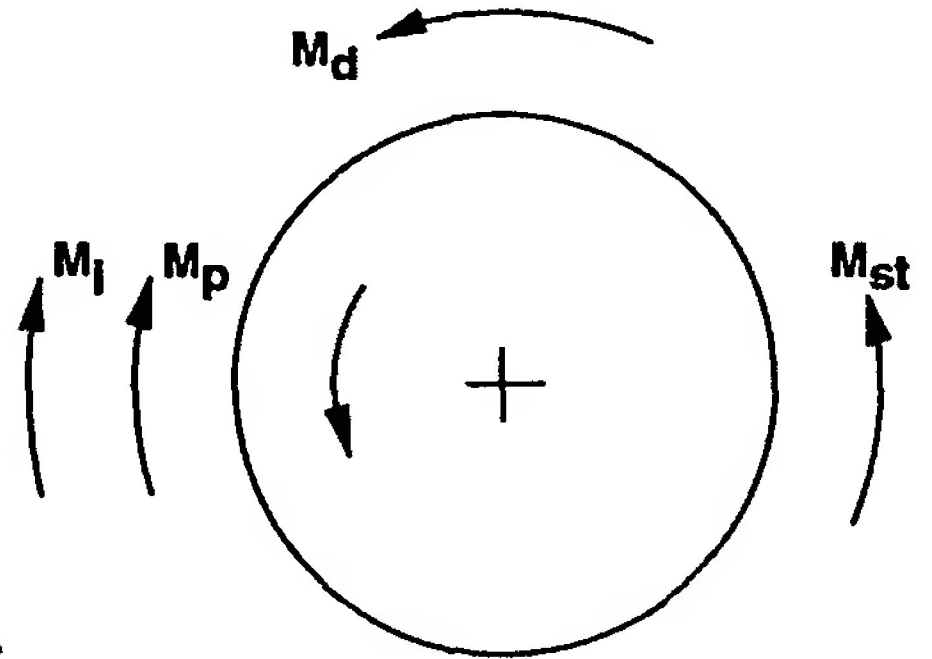


Схема для расчета M_1

- (d) Вращающий момент на стороне противовеса

$$M_1 = (M_{st2} + M_{i2}) \cdot \frac{1}{i_P \cdot \eta_P}.$$

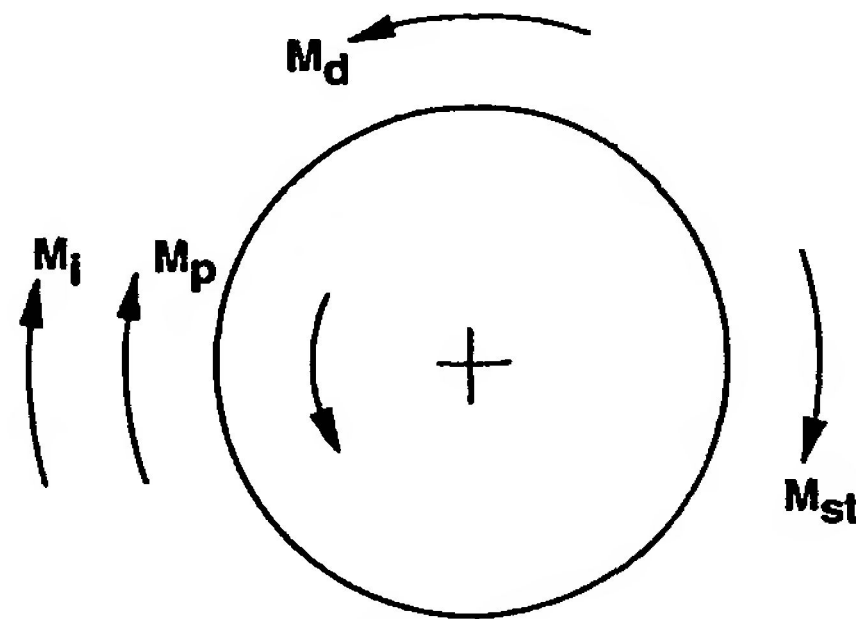


Схема для расчета M_1

Торможение - подъем кабины

- (a) Вращающий момент на стороне кабины
(aa)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = (M_{st2} - M_{i2}) \cdot \frac{1}{i_P \cdot \eta_P'}$$

- (ab)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = (M_{i2} - M_{st2}) \cdot \frac{\eta_P'}{i_P}$$

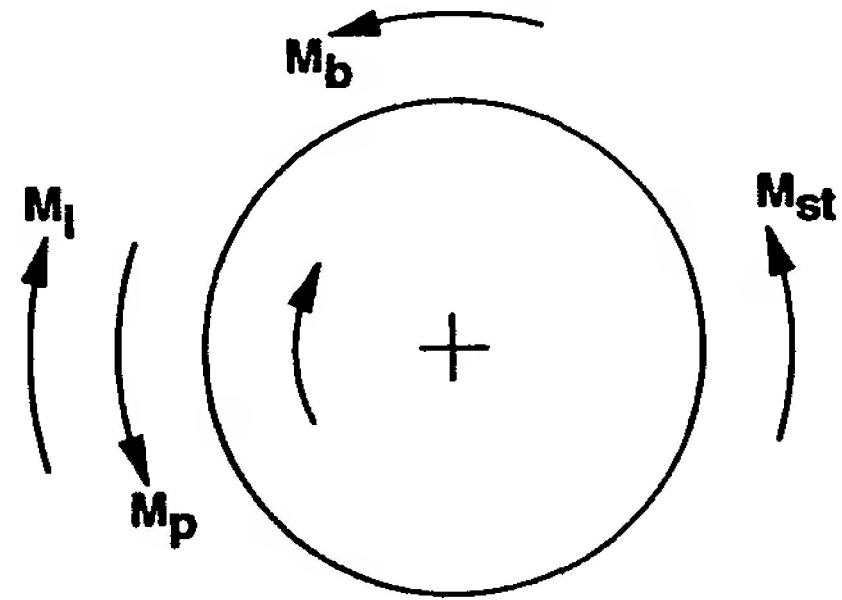


Схема для расчета M_1

- (b) Вращающий момент на стороне противовеса.

$$M_1 = (M_{st2} + M_{i2}) \cdot \frac{\eta_P}{i_P}.$$

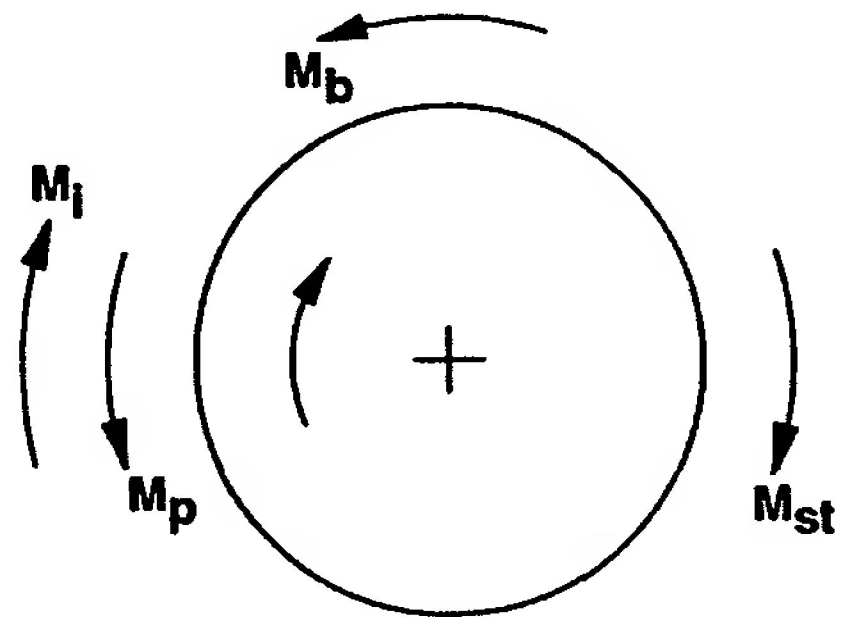


Схема для расчета M_1

- Торможение - опускание кабины
- (с) Вращающий момент на стороне кабины

$$M_1 = (M_{st2} + M_{i2}) \cdot \frac{\dot{\eta}_p}{i_p}.$$

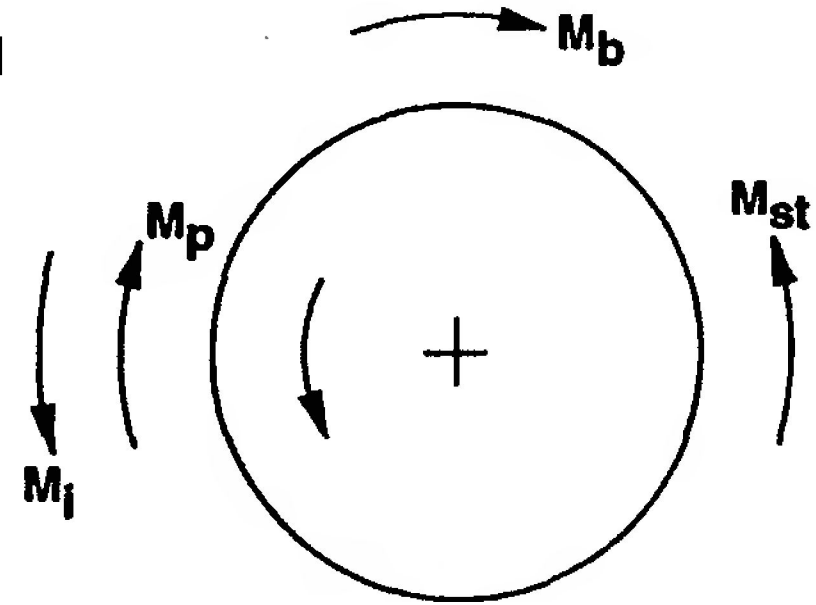


Схема для расчета M_1

- (d) Вращающий момент на стороне противовеса
(da)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = (M_{st2} - M_{i2}) \cdot \frac{1}{i_P \cdot \eta_P'}$$

- (db)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = (M_{i2} - M_{st2}) \cdot \frac{\eta_P'}{i_P}$$

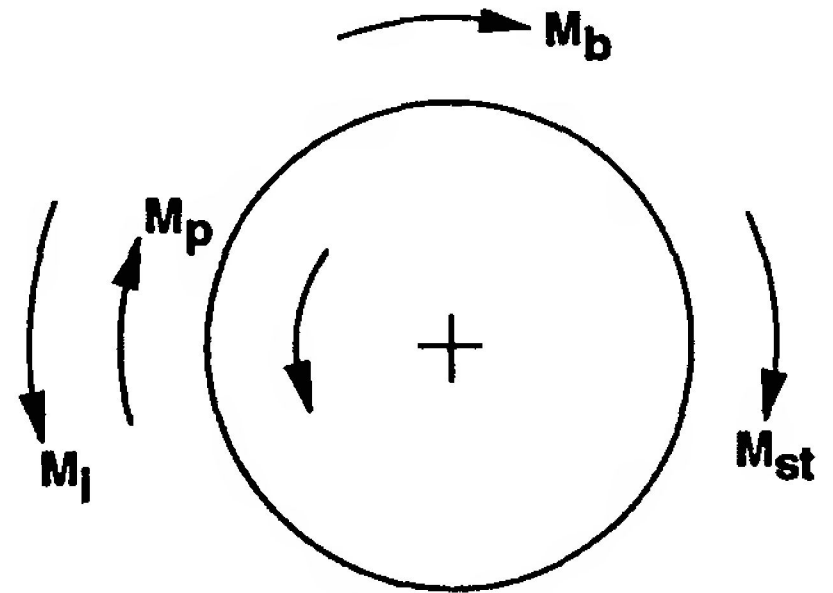


Схема для расчета M_1

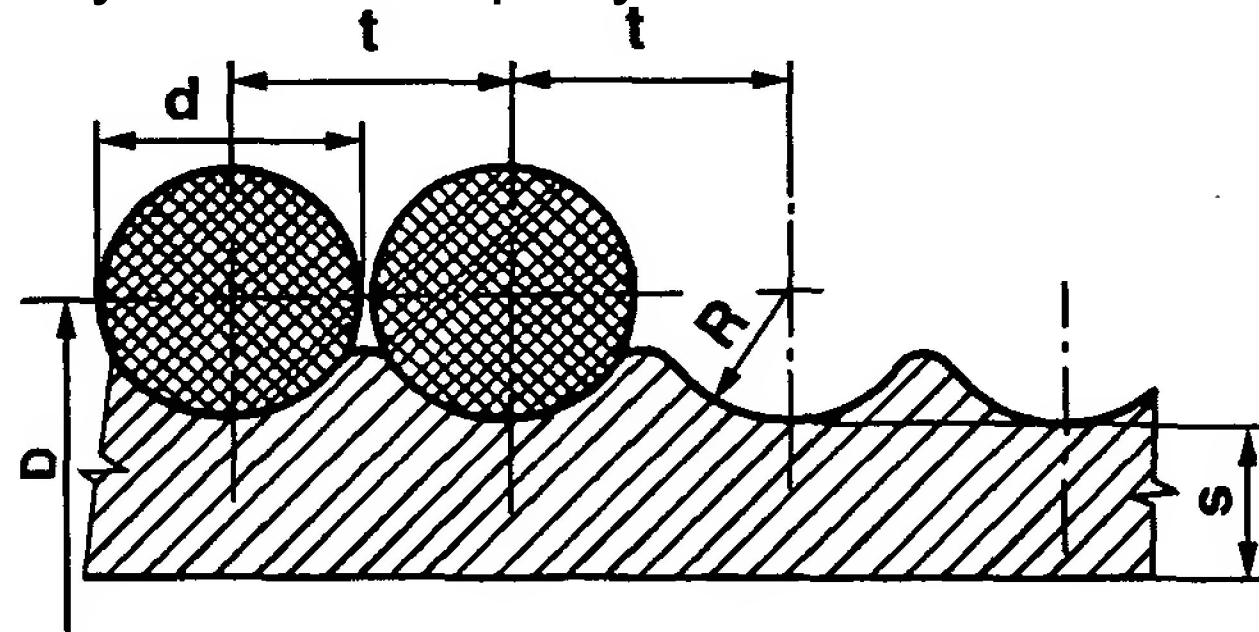
Барабанный привод лифтов

- За исключением гидравлических лифтов, все ранние типы лифтовых подъемных машин были с барабанным приводом; применялись два комплекта подвесных канатов, один конец канатов каждого комплекта с соблюдением мер безопасности закреплялся на барабанах, другой - на кабине или противовесе, соответственно.
- Один комплект канатов был наматывался на барабаны по часовой стрелке, а другой против так, что когда один комплект канатов наматывался на барабан, другой - сматывался с него.

- Подобная схема установки и конструкция лебедки абсолютно устарела, поскольку в соответствии со стандартами EN 81-1 и А 17.1 в лифтах с барабанным приводом не может применяться противовес. Кроме того, в А 17.1 определено еще три ограничения по применению барабанного привода, а именно:
- (1) лебедки с канатным барабаном не могут использоваться в пассажирских лифтах,
- (2) номинальная скорость лифта не должна превышать 0,25 м/с,
- (3) высота подъема не должна превышать 12,2 м.

- Для продления срока службы каната и винтовой канавки применяют нарезной барабан с одним слоем навивки.
- Поперечное сечение канавки имеют полукруглую форму с радиусом $(0,53-0,56) \times d$, где d - номинальный диаметр каната.
- Для n канатов в комплекте должны быть предусмотрены отдельные пазы для каждого каната (n участков навивки).
- Когда кабина покоится на своих полностью сжатых буферах, полтора витка каната должны оставаться в пазах барабана. Размеры нарезной части барабана указаны на рисунке.

Профиль и размеры
нарезной масти барабана

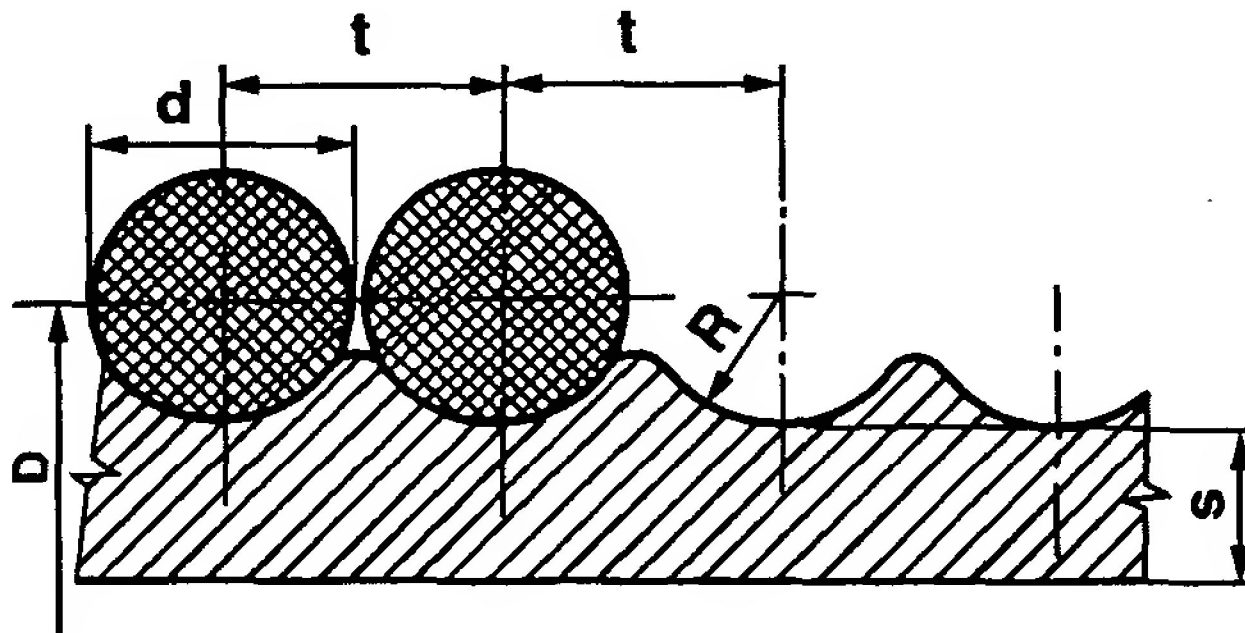


- Соотношение между расчетным диаметром барабана и номинальным диаметром подвесных канатов должно быть не менее 40.
- Число витков для одного каната определяется по формуле

- $$z = \frac{i \cdot H}{\pi \cdot D} + 1,5, \quad (50)$$

- где i - кратность канатной подвески и H - высота подъема кабины (м).

- Длина намотки одного каната на нарезном барабане
- $l = z \cdot t, (\text{мм}), \quad (51)$
- где t - шаг намотки (мм) - см. рисунок.



- Если число подвесных канатов n , длина, соответственно, увеличится, т.е.

- $$l = z \cdot t \cdot n, \text{ (мм)},$$

- Угол отклонения каната (угол между продольной осью каната и осью паза) не должен превышать 4° с обеих сторон оси паза нарезки.
- Концевая заделка каната на барабане обычно производится внутренним клиновым зажимом или как минимум двумя прижимными планками.
- Размеры барабана, в частности, зависят от номинальной грузоподъемности и высоты подъема кабины, эти параметры являются ограничивающими факторами для применения барабанного привода.

- Барабанный привод допускает использовать не более 3 канатов и его затруднительно применять для высоты подъема более 30 м. Верхнее положение лебедки не целесообразно, так как в случае, когда канаты подвески идут прямо на барабан, возникают поперечные нагрузки на направляющие.
- Преимущества тягового привода привели к использованию барабанного привода, прежде всего для сервисных лифтов с небольшой высотой подъема (кухонных лифтов), с нижним расположением лебедки или для нестандартных грузовых лифтов.