

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

**КАФЕДРА «МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЗАВОДОВ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ»
ИМ. ПРОФ. СЕДУША В.Я.**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**к проведению лабораторных работ по дисциплине вариативной части
по выбору вуза профессионального цикла**

МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ (часть 1)

**для студентов всех форм обучения
направления подготовки 15.03.02
«Технологические машины и оборудование»**

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

**КАФЕДРА «МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЗАВОДОВ ЧЕРНОЙ
МЕТАЛЛУРГИИ» ИМ. ПРОФ. СЕДУША В.Я.**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**к проведению лабораторных работ по дисциплине вариативной части
по выбору вуза профессионального цикла**

МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ (часть 1)

**для студентов всех форм обучения
направления подготовки 15.03.02
«Технологические машины и оборудование»**

Рассмотрены на заседании
кафедры «Механическое оборудование
заводов черной металлургии»
им. проф. Седуша В.Я.
Протокол № 11 от 03.04.2017 г.

Утверждены на заседании
учебно-издательского совета ДОННТУ
Протокол № ____ от __.__. 20__ г.

**Донецк
ДОННТУ
2017**

УДК 53.083

Методические указания к проведению лабораторных работ по дисциплине вариативной части по выбору вуза профессионального цикла «Механическое оборудование металлургических производств (часть 1)» для студентов всех форм обучения направления подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» / сост.: В. А. Сидоров. – Донецк: ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», 2017. – 25 с.

Отражены цели и задачи лабораторного практикума по дисциплине «Механическое оборудование металлургических производств (часть 1)» для студентов всех форм обучения по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование». Описаны структура лабораторных работ, порядок подготовки к ним, последовательность операций и действий, направленных на выполнение поставленных задач, указаны форма представления результатов работы и порядок защиты отчетов по выполненным заданиям, даны рекомендации по использованию теоретического материала.

Составители: Сидоров В.А., д.т.н., доцент, профессор кафедры «Механическое оборудование заводов черной металлургии» им. проф. Седуша В.Я.

Рецензенты: д.т.н., профессор А.П. Кононенко
к.т.н., доцент Е.В. Ошовская

Ответственный за выпуск:

д. т. н., профессор А. Л. Сотников

© В. А. Сидоров

Лабораторная работа 1. Электропушки

Принципы расчета пушек. Рассмотрим расчет механизма прессования (рис. 91, а). Исходными данными являются давление q_0 , которое должно быть создано в носке для преодоления сопротивления летки, и скорость v_0 выхода леточной массы из носка. Величина давления зависит от состояния летки после выпуска чугуна и свойств леточной массы. По мере продвижения массы в летке величина q_0 возрастает. Исследования, проведенные на ряде доменных печей, показывают, что при низкой влажности леточной массы это давление вначале составляет $0,3—0,5 \text{ МН/м}^2$, а к концу забивки возрастает до $1,5 \text{ МН/м}^2$.

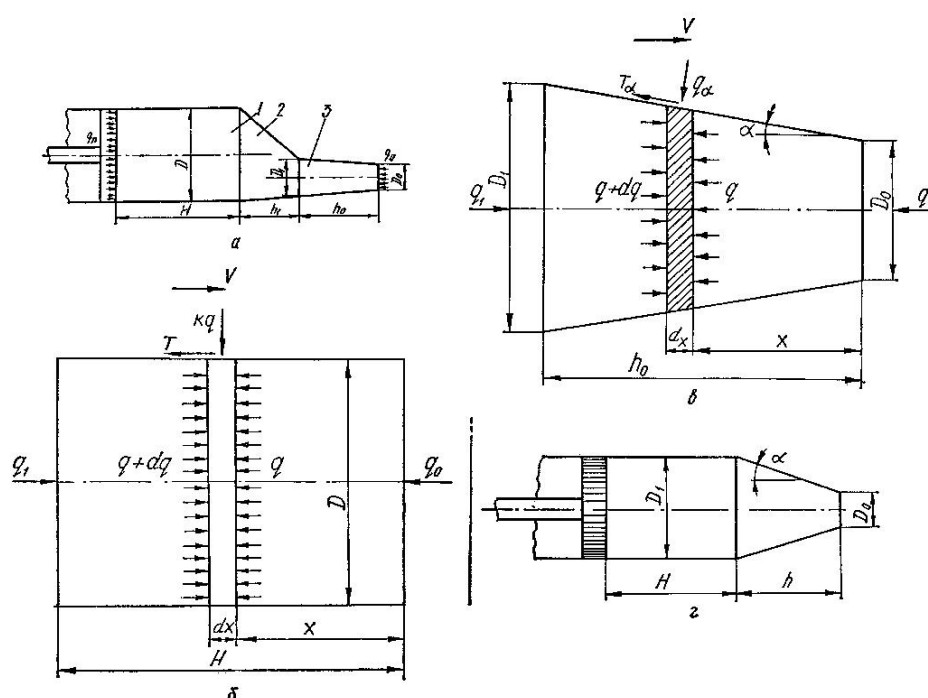


Рисунок 91 – Расчетные схемы механизма прессования

Скорость выхода леточной массы из носка $0,2—0,5 \text{ м/с}$. При больших скоростях расход массы увеличивается, так как она частично проникает в горн. При малых скоростях значительно возрастает сопротивление, и летка может получиться короткой.

Рабочий цилиндр (рис. 91, а) состоит из цилиндрического участка 1, переходного патрубка 2 и носка 3. Рассмотрим движение леточной массы в коническом участке. На рис. 91, в показана схема сил, действующих на элемент dx . Сумма мощностей внешних и внутренних сил, действующих на этот элемент, равна нулю, так как изменением скорости можно пренебречь. Уравнение мощностей можно записать следующим образом:

$$(q + dq)(F + dF)(v + dv) - qFv - T_\alpha \frac{vdF}{\sin \alpha \cos \alpha} - P_B = 0.$$

Здесь q — удельное давление;

F — площадь сечения конуса;

v — скорость леточной массы;

T_α — удельная сила трения между леточной массой и конусом;

P_B — мощность внутренних сил.

Величина T_α определяется по формуле:

$$T_\alpha = \mu q_\alpha,$$

где μ — коэффициент трения леточной массы о стенку конуса;

q_α — удельное давление на боковую поверхность элемента dx . Значение q_α рассчитывается из выражения:

$$q_\alpha = q(k \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha),$$

где k — коэффициент бокового давления.

Для упрощения задачи принимаем $P_B = 0$. Тогда из уравнения мощности после преобразований получаем:

$$F dq + q dF + \frac{dv}{v} - \frac{2\mu(k \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha)}{\sin 2\alpha} q dF = 0.$$

При условии неразрывности массы ($Fv = \text{const}$):

$$\frac{dv}{v} = -\frac{dF}{F}.$$

В этом случае:

$$\int_{a_0}^{a_q} \frac{dq}{q} = \frac{2\mu(k \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha)}{\sin 2\alpha} \int_{F_0}^{F_1} \frac{dF}{F},$$

откуда

$$q_1 = q_0 \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^A,$$

где

$$A = \frac{4\mu(k \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha)}{\sin 2\alpha}.$$

Если учесть мощность, расходуемую на внутреннее трение ($P_e \neq 0$), то задача значительно усложнится [26]. С некоторыми допущениями окончательное выражение для q_1 будет таким же, но

$$A = \frac{2\mu(\operatorname{tg}^2 \alpha + k)}{\operatorname{tg} \alpha} a_1 + 4\psi a_2,$$

где a_1, a_2 — коэффициенты, зависящие от a, k, μ, ψ ;

ψ — коэффициент сопротивления леточной массы сдвигу.

Значение коэффициентов a_1 и a_2 удобно вычислять по номограммам, изображенным на рис. 92, а, б.

Схема сил, действующих на элемент dx при движении леточной массы в цилиндре, показана на рис. 91, б. В этом случае элемент dx в процессе движения практически не деформируется ($P_e = 0$), величины F и v постоянны, и уравнение мощности может быть записано так:

$$(q + dq)F - qF - TLdx = 0.$$

где L — периметр цилиндра.

В цилиндре $T = kq\mu$. Следовательно,

$$\int_{a_0}^{a_1} \frac{dq}{q} = \frac{4\mu k}{D} \int_0^H dx.$$

После интегрирования

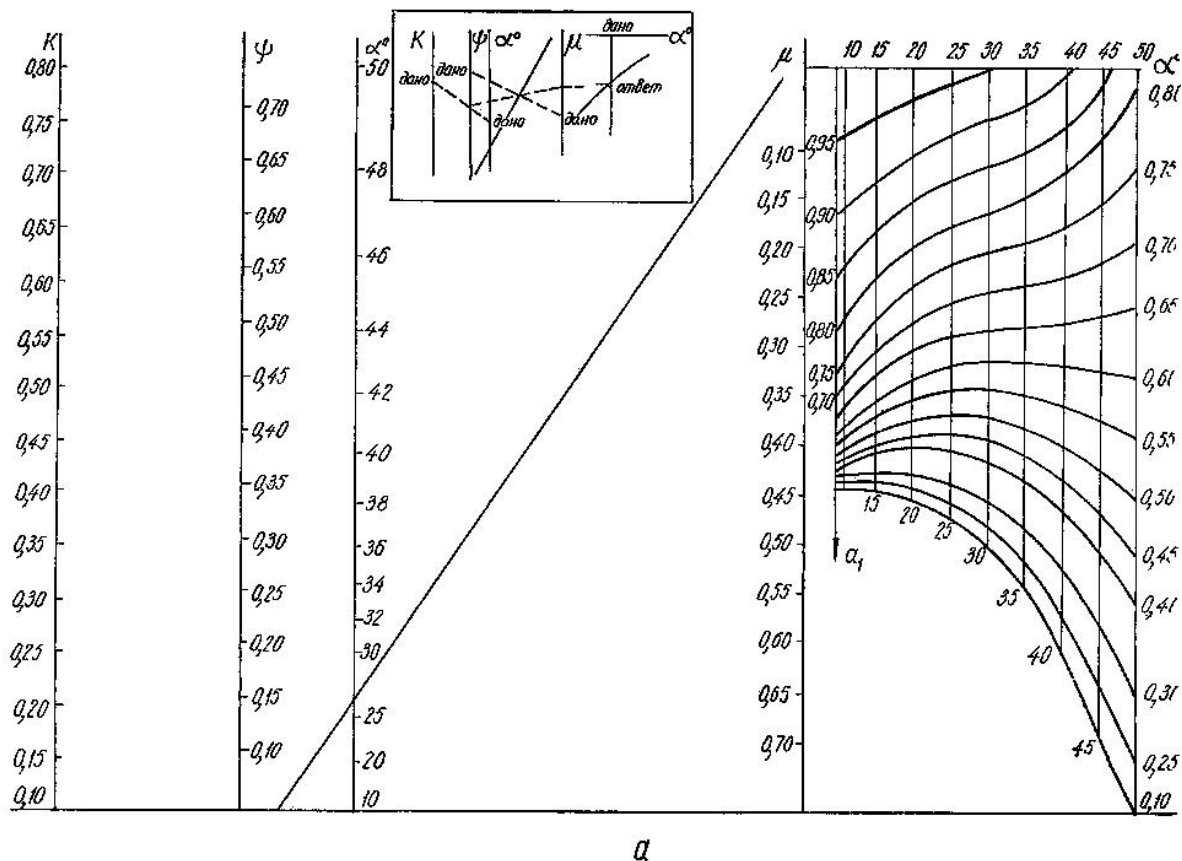
$$q_1 = q_0 e^{\frac{4\mu k H}{D}}.$$

Для пушки, состоящей из цилиндра, переходного патрубка и носка, удельное давление поршня на массу:

$$q_{II} = q_0 \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^{A_1} \left(\frac{D}{D_1} \right)^{A_2} e^{\frac{A_{\mu k H}}{D}}.$$

Расчеты и исследования показывают, что потери мощности при движении леточной массы в пушке очень велики, особенно в переходном патрубке, имеющем большой угол наклона образующей. Потери можно уменьшить, если углы наклона образующих переходного патрубка и носка сделать одинаковыми (рис. 91, з). Тогда

$$q_{II} = q_0 \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^A e^{\frac{A_{\mu k H}}{D}}.$$



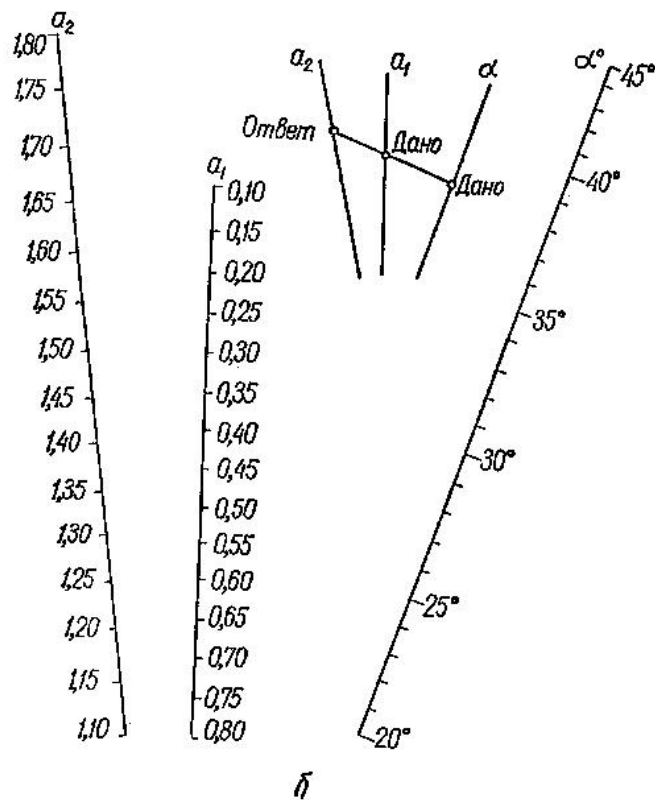


Рисунок 92 – Номограммы для определения коэффициентов a_1 , a_2 .

В формулах для определения давления поршня на леточную массу фигурируют величины, характеризующие свойства массы (κ , μ , ψ). Опыты, проведенные на лабораторной установке, позволили получить значения этих величин в зависимости от состава леточной массы и представить полученные результаты в виде таких эмпирических формул:

$$k = 10^{-2} \cdot 1,65 \cdot 2,72^{x_1} \cdot 7,39^{x_2} \cdot 148^{(x_3 + x_4)};$$

$$\mu = 10^{-4} \cdot 3,2 \cdot 8120^{x_1} \cdot 1480^{x_2} \cdot 134^{x_3} \cdot 0,027^{x_4};$$

$$\psi = 2,01^{x_1} \cdot 1,28^{x_2} \cdot 0,09^{x_3} \cdot 0,004^{x_4}.$$

Здесь x_1 , x_2 , x_3 , x_4 — содержание в леточной массе кокса, пека, глины и воды на единицу сухой шихты.

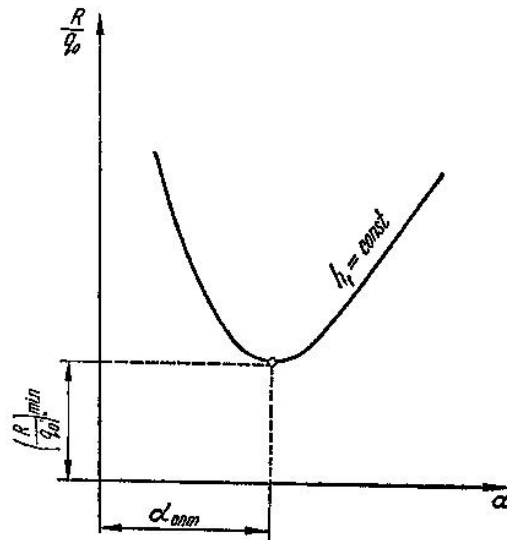


Рисунок 93 – График зависимости (R/q_0) в функции α при $h = \text{const}$
 Полное давление на поршень определяется по формуле:

$$R = q_{\Pi} F,$$

где q_{Π} — удельное давление поршня на леточную массу, Н/м²;

F — площадь поршня, м².

Мощность двигателя механизма прессования:

$$P = \frac{Rv}{1000\eta\lambda} \text{ кВт},$$

где v — скорость движения поршня, м/с;

η — КПД механизма (для винтовых пушек $\eta \sim 0,4$);

λ — коэффициент перегруза двигателя ($\lambda = 1,6—2$). Скорость передвижения поршня рассчитывается по формуле:

$$v = v_0 \left(\frac{D_0}{D} \right)^2,$$

где v_0 — скорость выхода леточной массы из носка;

D_0, D — диаметры носка и цилиндра.

Полученные формулы можно использовать для выбора параметров пушки. Исходными величинами являются объем цилиндра и длина носка. На рис. 93 показан график изменения в функции α отношения R/q_0 , которое вычисляется по формуле:

$$\frac{R}{q_0} = \frac{\pi D_1^2}{4} \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^A e^{\frac{4 \mu k H}{D_1}}.$$

Минимальной величине R/q_0 соответствует оптимальное значение α . Этим определяются все параметры пушки:

$$D_1 = D_0 + 2h \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

$$H = \frac{4V}{\pi D^2},$$

где h — длина носка;

H, V — длина и объем цилиндра.

При **расчете механизма прижима** следует рассматривать отдельно прижатие носка к футляру летки и отвод пушки от летки после забивки. Если пушка прижата к футляру летки, то кроме сил тяжести каретки G_K и пушки G_{Π} к носку приложена сила:

$$N = k q_0 F_H,$$

где k — коэффициент дополнительного прижатия ($k = 1,5—2$);

F_H — площадь носка по наружному диаметру.

Схема сил, действующих на пушку в момент прижатия носка к футляру, показана на рис. 94, а. Точки A и B находятся на осях переднего и заднего роликов.

Уравнения равновесия пушки можно записать таким образом:

$$\sum F_{ix} = 0 \text{ или } -R_A \sin(\alpha_A - \varphi) + R_B \sin(\alpha_B + \varphi) - S \cos \alpha_S + N \cos \alpha_N = 0;$$

$$\sum F_{iy} = 0 \text{ или } R_A \cos(\alpha_A - \varphi) - R_B \cos(\alpha_B + \varphi) - S \sin \alpha_S + N \sin \alpha_N - G_K - G_{\Pi} = 0;$$

$$\sum M(F_i)_A = 0 \text{ или } R_B h_B - N h_N + G_K h_K + G_{\Pi} h_{\Pi} = 0.$$

Здесь R_A, R_B — полные реакции лекальных кривых лафета;

φ — угол трения;

S — осевое усилие винта механизма прижима;

h_B, h_N, h_K, h_{Π} , — плечи сил R_B, N, G_K, G_{Π} относительно точки A .

Из этих уравнений определяются неизвестные величины S, R_A, R_B . Если принять $\varphi = 0$ и $\alpha_A = \alpha_B = \alpha$, то из первых двух уравнений вычисляется значение S по формуле:

$$S = \frac{N(\cos\alpha_N + \sin\alpha_N \operatorname{tg}\alpha) - (G_K + G_{II})\operatorname{tg}\alpha}{\cos\alpha_S + \sin\alpha_S \operatorname{tg}\alpha}.$$

При отводе пушки $N = 0$. Схема сил изображена на рис. 94, б. Реакции R_A и R_B в общем случае не параллельны, что определяется профилем лекальных кривых. Уравнения равновесия пушки следующие:

$$\begin{aligned}\sum F_{ix} &= 0 \text{ или } -R_A \sin(\alpha_A + \varphi) - R_B \sin(\alpha_B + \varphi) + S \cos\alpha_S = 0; \\ \sum F_{iy} &= 0 \text{ или } R_A \cos(\alpha_A + \varphi) + R_B \cos(\alpha_B + \varphi) + S \sin\alpha_S - G_K - G_{II} = 0; \\ \sum M(F_i)_A &= 0 \text{ или } -R_B h_B + G_K h_K + G_{II} h_{II} = 0.\end{aligned}$$

где h_B, h_K, h_{II} — плечи сил R_B, G_K, G_{II} относительно точки A .

В любом положении каретки неизвестные величины S, R_A, R_B устанавливаются из этих уравнений.

Если $\alpha_A = \alpha_B = \alpha$, то

$$S = \frac{(G_{II} + G_K) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{\cos\alpha_S + \sin\alpha_S \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}.$$

Двигатель механизма прижима рассчитывается по максимальному усилию в винте (S_{\max}).

Максимальный момент, необходимый для вращения винта, определяется по формуле:

$$M_{\max} = S_{\max} r_{cp} \operatorname{tg}(\beta + \rho),$$

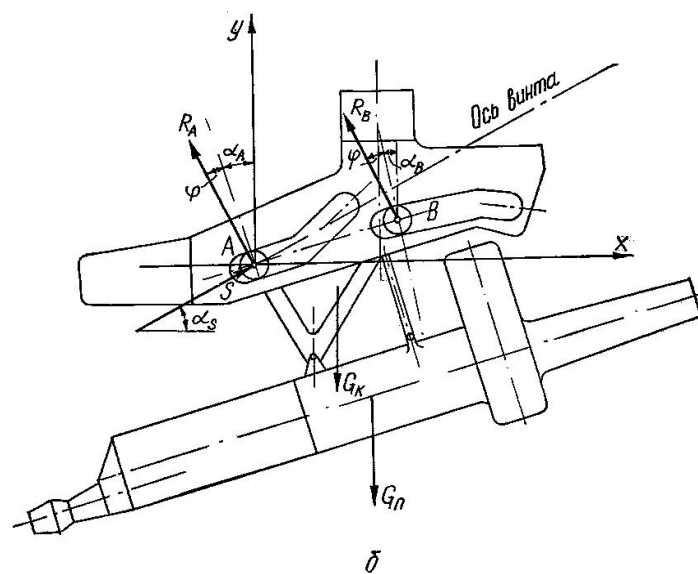
где r_{cp} — средний радиус винта, м;

β — угол подъема винтовой линии;

ρ — угол трения в винтовой паре.

Мощность двигателя:

$$P = \frac{M_{\max} \omega}{1000 \eta} \text{ кВт},$$

η — КПД передач.

Расчет механизма поворота кронштейна (рис. 95). Для определения реакций подшипников записываются уравнения равновесия:

$$\begin{aligned} H_A - H_B &= 0; \\ V - G_K - G_{II} &= 0; \\ H_A h - G_K h_K - G_{II} h_{II} &= 0. \end{aligned}$$

Здесь G_K — вес кронштейна со всеми его деталями и приводом; G_n — вес пушки.

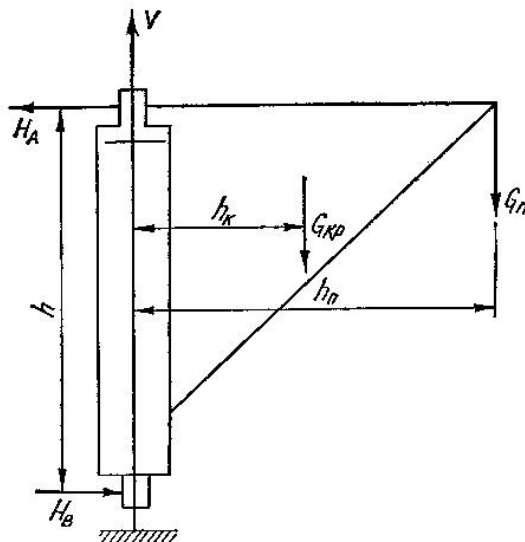


Рисунок 95 – Схема к расчету механизма поворота

Из уравнений равновесия находим:

$$V = G_K + G_n;$$

$$H_A = H_B = H = \frac{G_K h_K + G_n h_n}{h}.$$

Статический момент сопротивления вращению:

$$M_C = M_A + M_B + M_V,$$

где M_A , M_B , M_V — моменты сопротивления в опорах А, В и в упорном подшипнике. Моменты сопротивления вычисляются по формулам:

$$M_A = f_A r_A H;$$

$$M_B = f_B r_B H;$$

$$M_V = f r V.$$

Здесь f_A , f_B , f — коэффициенты сопротивления в подшипниках;

r_A, r_B, r — радиусы подшипников.

При проверке двигателя механизма поворота кронштейна необходимо учитывать динамический момент, который рассчитывается следующим образом:

$$M_{дин} = I_{\Pi} \varepsilon,$$

где I_{Π} — момент инерции системы, приведенный к валу двигателя. Величину I_{Π} можно определить по формуле:

$$I_{\Pi} = \frac{I_K}{i^2} + \delta I_p,$$

где I_B — момент инерции кронштейна с лафетом и пушкой относительно оси вращения;

i — передаточное число привода;

δ — коэффициент, учитывающий наличие других масс ($\delta = 1,1$);

I_p — момент инерции ротора двигателя. Суммарный момент на валу двигателя:

$$M = \frac{M_c}{i\eta} + M_{дин}.$$

Мощность двигателя:

$$P = \frac{M\omega}{1000\lambda} \text{ кВт},$$

где ω — угловая скорость двигателя, рад/с;

λ — коэффициент перегруза ($\lambda = 1,6\text{—}2$).

При отклонении оси колонны от вертикали на угол α ($\text{tg } \alpha = 0,002$) возникает дополнительный момент сопротивления:

$$M_{дон} = (G_K h_K + G_{\Pi} h_{\Pi}) \sin \alpha.$$

Расчет механизма прессования

Необходимо знать геометрические размеры. Считаем их известными.

q_0 — давление, которое должно быть создано на исходную массу в летке (считается известной).

Рассмотрим давление леточной массы в конической трубе.

$$q_{\alpha} = q(K \cdot \cos \alpha + \sin \alpha),$$

Где K – коэффициент бокового давления ($K < 1$, если вода $K=1$).

Удельная сила трения будет равна:

$$T \cdot \alpha = \mu \cdot q_{\alpha}.$$

μ – коэффициент трения, зависящий от леточной массы.

Существуют движения силы и силы сопротивления (слева направо и наоборот).

Мощность двух сил равна сумме мощностей всех сопротивлений (при установленном движении). В первом приближении мощности внутренних сил не учитываем:

$$(dq + q)(F + dF)(V + dV) - q \cdot F \cdot V - T_{\alpha} \frac{dF \cdot V}{\sin \alpha \cos \alpha} = 0;$$

$$\begin{aligned} (dq + q)(F + dF)(V + dV) &= (q \cdot F + q \cdot dF + F \cdot dq + dq \cdot dF)(V + dV) = \\ &= q \cdot F \cdot V + dF \cdot dV + q \cdot dF \cdot V + q \cdot dF \cdot dV + F \cdot dq \cdot V + F \cdot dq \cdot dV = \\ &= (q \cdot F + q \cdot dF + F \cdot dq)V + q \cdot F \cdot dV; \end{aligned}$$

$$(q \cdot F + q \cdot dF + F \cdot dq)V + q \cdot F \cdot dV - q \cdot F \cdot V - T_{\alpha} \frac{dF \cdot V}{\sin \alpha \cos \alpha} = 0.$$

Если считать, что леточная масса в процессе движения не сжимается, т.е. $F \cdot V = \text{const}$.

$$F \cdot dV + dF \cdot V = 0;$$

$$F \cdot dV = -dF \cdot V;$$

$$q \cdot dF \cdot V + F \cdot dq \cdot V - q \cdot dF \cdot V - T_{\alpha} \frac{dF \cdot V}{\sin \alpha \cos \alpha} = 0;$$

$$T_{\alpha} = \mu \cdot q_{\alpha} = \mu(K \cos \alpha + \sin \alpha)q;$$

$$F \cdot dq = \frac{2\mu(K \cos \alpha + \sin \alpha)}{\sin 2\alpha} q \cdot dF;$$

$$\frac{4\mu(K \cos \alpha + \sin \alpha)}{\sin 2\alpha} = A;$$

$$A = \text{const};$$

$$F \cdot dq = \frac{A}{2} q \cdot dF;$$

$$\frac{dq}{q} = \frac{A dF}{2 \cdot F};$$

$$|\ln q|_{q_0}^{q_1} = \frac{A}{2} \cdot |\ln q|_{F_0}^{F_1};$$

$$q_1 = q_0 \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^{\frac{A}{2}};$$

$$\frac{F_1}{F_0} = \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^2;$$

$$q_1 = q_0 \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^A.$$

Если учесть работу внутренних сил, тогда формула та же, но другой коэффициент A :

$$A = \frac{2\mu(\tan \alpha^2 + K)}{\tan \alpha} \cdot a_1 + 4\psi \cdot a_2,$$

Где ψ – коэффициент сдвига;

a_1, a_2 – коэффициенты, которые вычисляются по формулам.

Имеются формулы экспериментальные для определения K, ψ, μ в зависимости от состава леточной массы.

Рассмотрим цилиндр:

q_0 – то давление, которое надо преодолеть при выходе из цилиндра.

Если элемент при движении не деформируется, то в любом сечении площадь и скорость const.

T – удельная сила трения.

$$T = \mu \cdot K \cdot q;$$

$$(q + dq)F \cdot V - q \cdot F \cdot V - T \cdot L \cdot dx \cdot V = 0;$$

L – длина окружности.

$$F \cdot dq = \mu \cdot K \cdot L \cdot q \cdot dx;$$

$$\frac{dq}{q} = \mu \cdot K \cdot \frac{L}{F} \cdot dx;$$

$$L = \pi \cdot D;$$

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4};$$

$$\frac{L}{F} = \frac{4}{D};$$

$$\frac{dq}{q} = \frac{4\mu \cdot K}{D} \cdot dx;$$

$$q_1 = q_0 e^{\frac{4\mu \cdot K \cdot H}{D}},$$

Где H – длина цилиндра,

D – диаметр поршня (цилиндра);

q_0 – давление на леточную массу поршнем.

При забивке летки нельзя снимать дутье.

$$q_0 = 0,3 + 0,4 \text{ Мпа.}$$

По мере продвижения леточной массы q возрастает:

$$q_{II} = q_0 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{A_1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_2} \right)^{A_2} \cdot e^{\frac{4\mu \cdot K \cdot H}{D_2}};$$

$R = q_{II} \cdot F_{\Sigma}$ – номинальное давление поршня на леточную массу;

$$P = \frac{R \cdot V}{1000 \cdot \eta \cdot t} \quad [\text{кВт}] \text{ – мощность механизма прессования,}$$

Где V – скорость поршня;

η – к.п.д. механизма;

λ - перегрузочная способность двигателя (1,6 ... 1,8).

Обычно задаются скоростью леточной массы из носка V_0 (0,2....0,3 м/с).

$$V = V_0 \left(\frac{D_1}{D_3} \right)^2.$$

У винтовых пушек $\eta = 0,5$.

Лабораторная работа 2. Расчет привода скипового подъемника доменной печи машины с поступательным движением рабочего органа и опорой его на наклонные направляющие

Конструкция скипового подъёмника и скиповых лебедок.

Основными элементами скипового подъемника (рисунок 1,а) являются: два скипа *5а* и *5б*, наклонный мост *3*, система канатов *7а* и *7б* с блоками *6а* и *6б*, *9а* и *9б*, скиповая лебедка *1* и грузоподъемное оборудование *8* и *10*.

Скипы загружают коксом из бункеров *12* через грохоты и весовую воронку кокса *14* или железорудными материалами посредством конвейера *13* и весовой воронки *15* с затвором, а разгружают в приемную воронку загрузочного устройства печи *4*. Для полной выгрузки материала из скипа угол наклона его днища к горизонту в верхнем положении должен составлять 45...60 град.

Для перемещения по наклонному мосту скипы соединяют канатами с барабаном скиповой лебедки таким образом, что обеспечивается уравнивание скипов (рисунок 1б).

Скиповую лебедку *1* обычно устанавливают под наклонным мостом *3* в машинном здании *18* (рисунок 1в). В этом здании располагают привод конусов загрузочного устройства (лебедку управления конусами) *16*, лебедки измерительной уровня шихты *17* и панели автоматического управления системой загрузки доменной печи.

Кинематические схемы скиповых лебедок применяемые на доменных печах показаны на рисунок 2.

Схема к расчету мощности привода скипового подъемника приведена на рисунке 3.

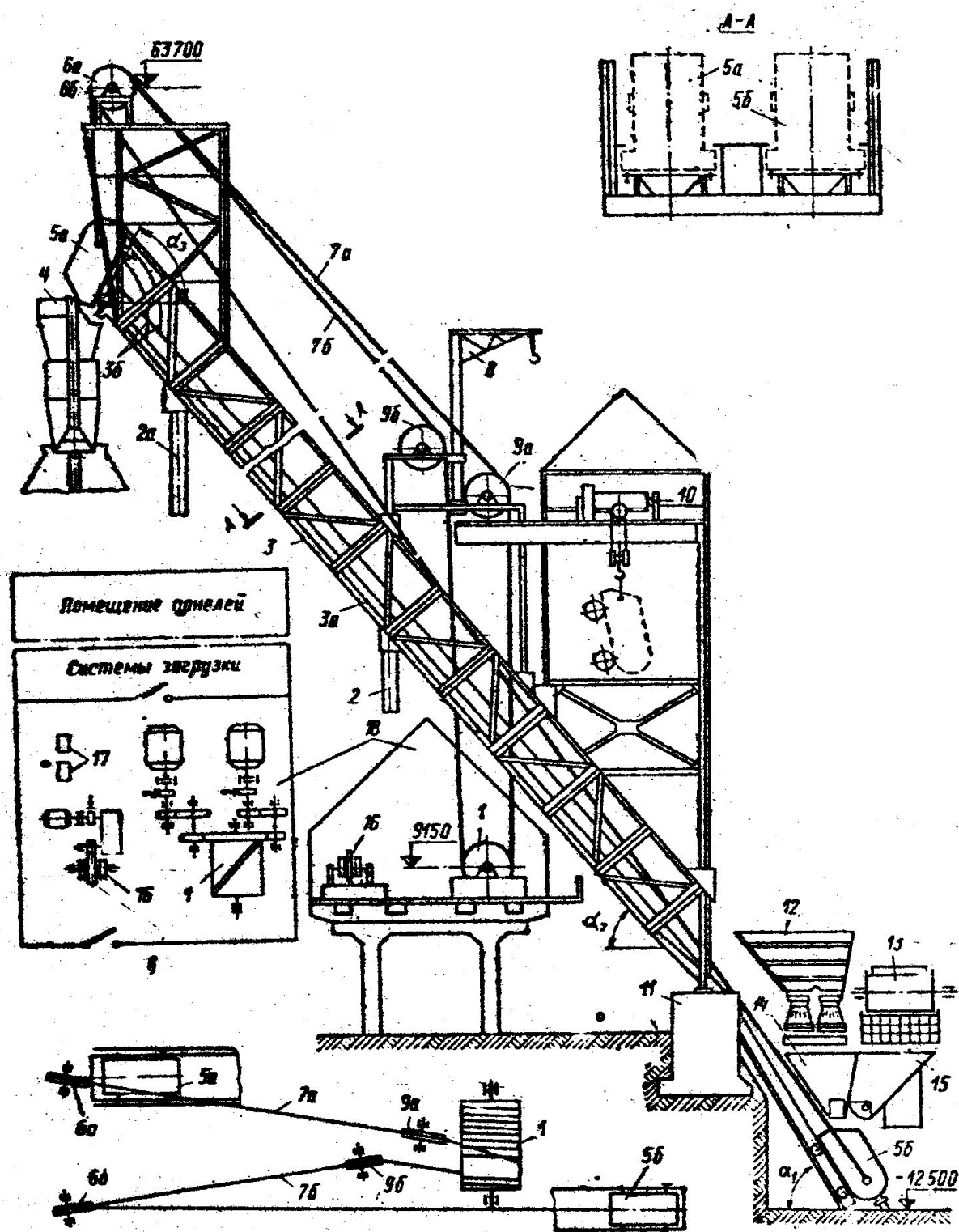


Рисунок 1 - Скиповый подъемник доменной печи:
а) общий вид; б) кинематическая схема; в) план машинного зала

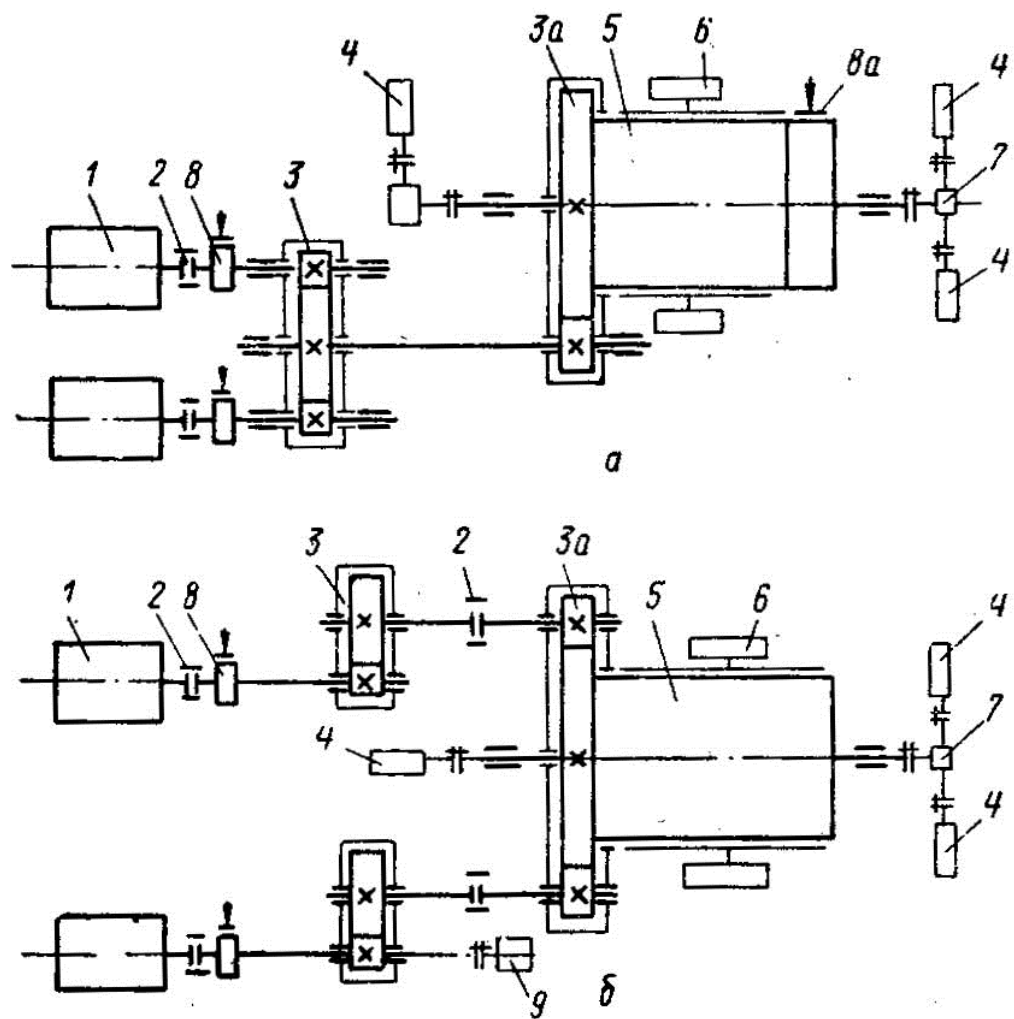


Рисунок 2 - Кинематические схемы скиповых лебедок:
а) с общим редуктором; б) с отдельными редукторами

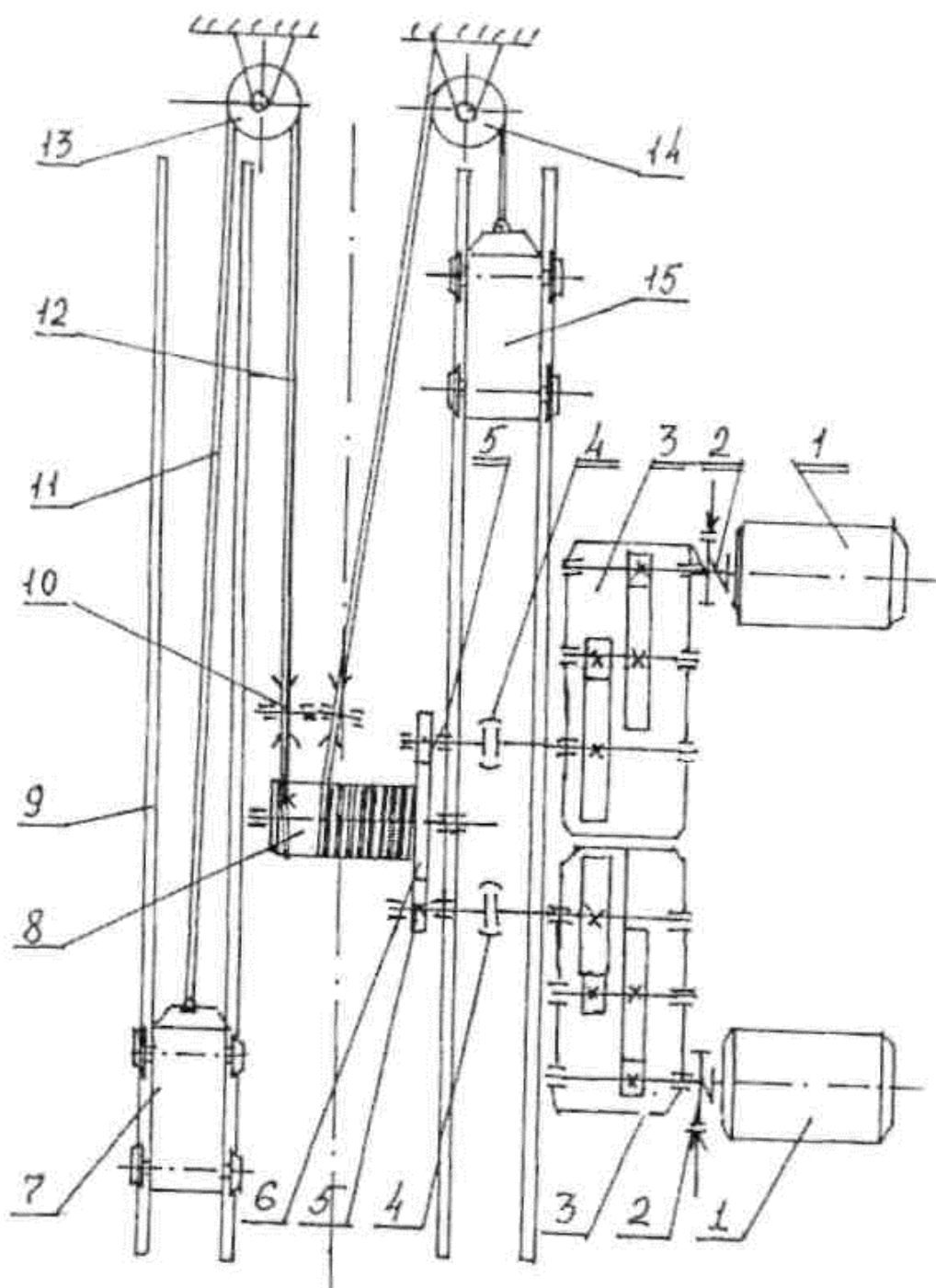


Рисунок 3 - Схема к расчету привода скипового подъемника доменной печи:

- 1 – двигатель; 2 – быстроходная муфта с тормозом;
- 3 – редуктор; 4 – тихоходная муфта привода; 5 – шестерня открытой передачи;
- 6 – венец открытой зубчатой передачи; 7 – скип левый;
- 8 – барабан канатный; 9 – наклонный мост левый;
- 10 – нижний направляющий блок; 11 – канат левого скипа;
- 12 – возвратная ветвь каната левого скипа; 13 – верхний направляющий блок левого скипа; 14 – верхний направляющий блок каната правого скипа;
- 15 – правый скип

Исходные данные к расчету

1. Полезный объем печи	$V_n = 2000 \text{ м}^3$
2. Вместимость скипа	$V_{ск} = 13,5 \text{ м}^3$
3. Грузоподъемность (рудная нагрузка) скипа	$G_{zp} = 29 \text{ т}$
4. Наибольшее статическое усилие в канате	$P_{cm}^k = 423 \text{ кН}$
5. Скорость движения скипа	$v_{ск} = 210 \text{ м/мин}$
6. Диаметр барабана	$D_{б} = 2000 \text{ мм}$
7. Диаметр каната	$D_k = 47,5 \text{ мм}$
8. Частота вращения двигателя	$n_{дв} = 685/800 \text{ об/мин}$
9. Электродвигатель постоянного тока (количество и мощность)	$N_{дв} = 2 \times 480 \text{ кВт}$
10. Погонная масса каната	$G_n^k = 7,4 \text{ кг/м}$
11. Масса скипа	$G_{ск} = 17,5 \text{ т}$
12. Насыпная сила веса руды	$P_n^p = 2,5 \text{ т/м}^3$
13. Угол наклона моста, α	$\alpha = 50^\circ 35'$
14. Диаметр ходовых колес	$D_{хк} = 0,6 \text{ м}$
15. Коэффициент трения в ребордах ходовых колес скипа	$k_p = 1,5$

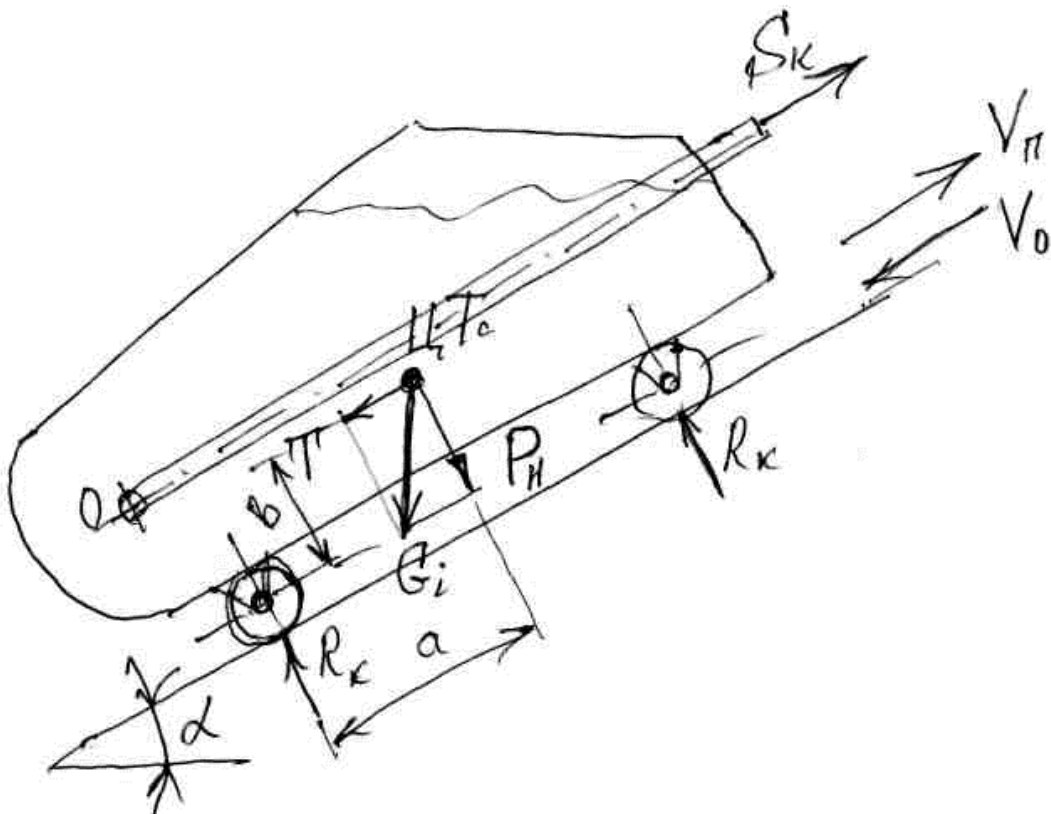


Рисунок 4 - Схема к расчету сопротивления перемещению скипа на наклонном

Методика расчета.

Расчётная статическая мощность привода определяется зависимостью

$$N_{PC} = \frac{W_{\Sigma} \cdot V_{\phi}}{1020 \cdot \eta_{MEX}}, \text{ кВт.} \quad (1)$$

Здесь: W_{Σ} - суммарное сопротивление движению рабочего органа (скипы), Н.

V_{\max} - скорость движения скипа на среднем участке моста, м/сек;

1020 – коэффициент перевода мощности выраженной в $\frac{H \cdot m}{c}$ в кВт.

$\eta_{MEX} = 0,8$ – предварительный КПД привода, который уточняется после выбора элементов кинематической схемы.

Суммарное статическое сопротивление движению скипов

$$W_{\Sigma} = W_{GC} - W_{П.С}, \text{ Н} \quad (2)$$

Здесь: W_{GC} - сопротивление движению скипа, который с грузом поднимается вверх; Н.

$$W_{GC} = T_{GC} + W_{TPC}; \text{ Н.} \quad (3)$$

Сила натяжения каната груженого скипа

$$T_{GC} = (G_{СК} + G_{ГР}) \cdot \cos \alpha, \text{ Н.}$$

где $G_{СК}$ - сила веса скипа, Н

$G_{ГР}$ - сила веса груза в нем, Н

α - угол наклона моста подъёмника, градус

Сопротивление от сил трения в колесах скипа

$$W_{TP}^{PC} = \frac{P_H^{PC} (2\mu + f_{TP} \cdot d_{ц}) k_p}{D_{ХК}}, \text{ Н} \quad (4)$$

где P_H^{GC} - нормальное усилие на ходовые колеса груженого скипа, Н.

$$P_H^{GC} = (G_{СК} + G_{ГР}) \cdot \sin \alpha, \text{ Н}$$

μ - коэффициент трения качения, м

f_{TP} - коэффициент трения в подшипниках роликов

$d_{ц}$ - диаметр цапфы оси роликов, м

k_p - коэффициент трения в ребордах ходового колеса скипа

Сопротивление передвижению порожнего скипа (без груза) опускающегося вниз.

$$W_{П.С} = T_{ПС} + W_{TP}, \text{ Н.} \quad (5)$$

Здесь: Сила натяжения каната

$$T_{nc} = G_{ck} \cdot \cos \alpha, \text{ Н}$$

Сопротивление передвижению скипа от сил трения

$$W_{TP}^{PC} = \frac{P_H^{PC} (2\mu + f_{TP} \cdot d_{ц}) k_p}{D_{ХК}}, \text{ Н.} \quad (6)$$

Нормальная сила веса порожнего скипа ,

Максимальное значение потребляемой мощности при передвижении скипов соответствует их движению с максимальной скоростью (см. схему на рисунке 4).

Лабораторная работа 3.

Динамика поворотного разливочного желоба для выпуска чугуна

Исходные данные

- в приводе желоба применен асинхронный нерегулируемый двигатель;
- время поворота желоба должно составлять 2,0...2,5 с;
- угол поворота желоба 16..18°;
- режим работы – кратковременный;
- вал кривошипа соединен через редуктор с валом двигателя.

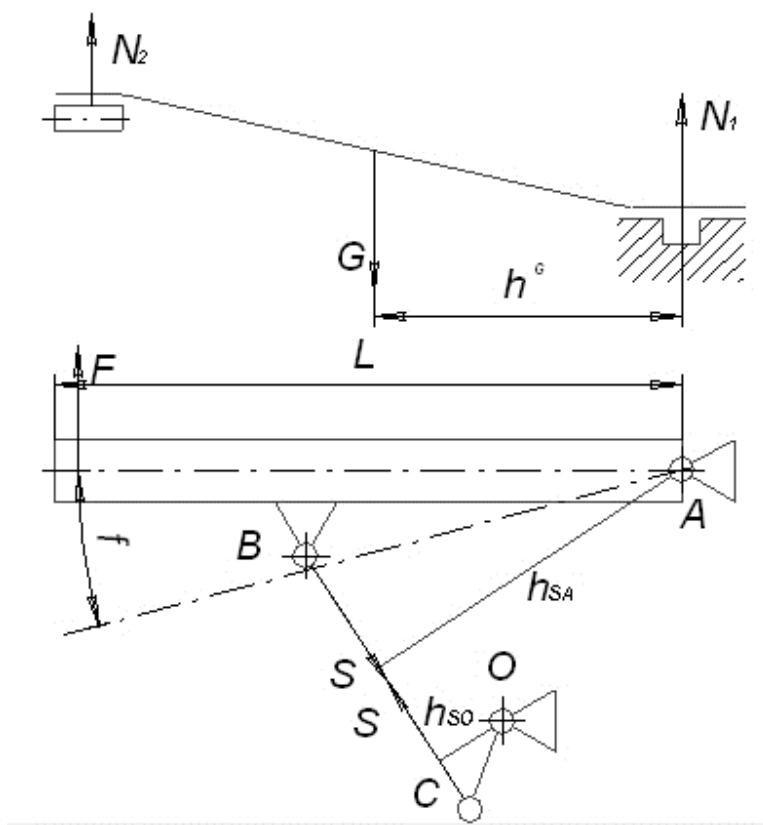


Рисунок 4.1 – Кинематическая схема поворотного желоба

Определим статический момент сопротивления повороту желоба:

$$M_A = M_1 + M_2,$$

где M_1 - момент сопротивления в подшипниковой опоре:

$$M_1 = \frac{N_1 f_1 d_A}{2}$$

где $N_1 = \frac{L - h_G}{L} G$ – реакция центрирующей опоры;

f_1 – коэффициент трения опорного подшипника;

d_A – диаметр опорного подшипника.

M_2 – момент сопротивления от трения при перемещении по опорным роликам:

$$M_2 = F \cdot L = N_2 \cdot f_2 \cdot L,$$

где $N_2 = G - N_1$ – реакция в роликах;

$f_2 = \frac{\mu d_2 + 2k}{D_p}$ – приведенный коэффициент сопротивления движению на роликах.

Статический момент сопротивления, приведенный к валу двигателя:

$$M_O = S \cdot h_{SO};$$

$$S = M_A / h_{SA};$$

$$M_C = M_A \cdot h_{SO} / (h_{SA} \cdot i_p \cdot \eta).$$

Определяется зависимость $M = f(\varphi)$.

Последовательность решения задачи

1. Определить начальное и конечное значения угла поворота кривошипа.
2. Выполнить построение плана механизма, задавшись приращением угла поворота механизма.
3. Построить график зависимости $M_c = f_1(\varphi)$. По максимальному значению выбирают электродвигатель.
4. Для каждого положения на плане механизма выполнить приведение масс и построить зависимость $I_{np} = f_2(\varphi)$.
5. По графику $I_{np} = f_2(\varphi)$ методом графического дифференцирования найти зависимость $dI/d\varphi = f_3(\varphi)$.
6. Найти механическую характеристику двигателя по каталогу $M_{\partial\partial} = f(\dot{\varphi})$.
7. Приступить к графоаналитическому решению задачи.

Определение приведенного момента инерции

Для каждого значения φ_i определяется приведенный момент инерции системы.

$$I_{\ddot{y}} = \delta I_{\ddot{y}} + (I_{\varepsilon})_A \left(\frac{h_{SO}}{h_{SA}} \right)^2 \frac{1}{i_p^2},$$

где I_{ε} - момент инерции вала двигателя;

$\delta=1,1\dots1,2$ - коэффициент, учитывающий наличие других вращающихся масс на валу двигателя (муфта, тормозной шкив);

$(I_{\varepsilon})_A = \frac{1}{3} m_{\varepsilon} L^2$ - момент желоба относительно точки А.

$$(I_{\varepsilon})_A \frac{\omega_{AB}^2}{2} = (I_{\varepsilon})_O \frac{\omega_{OC}^2}{2};$$

$$(I_{\varepsilon})_O = (I_{\varepsilon})_A \frac{\omega_{AB}^2}{\omega_{OC}^2};$$

$$\omega_{AB} = \frac{V_B}{l_{AB}}; \quad \omega_{OC} = \frac{V_C}{l_{OC}}.$$

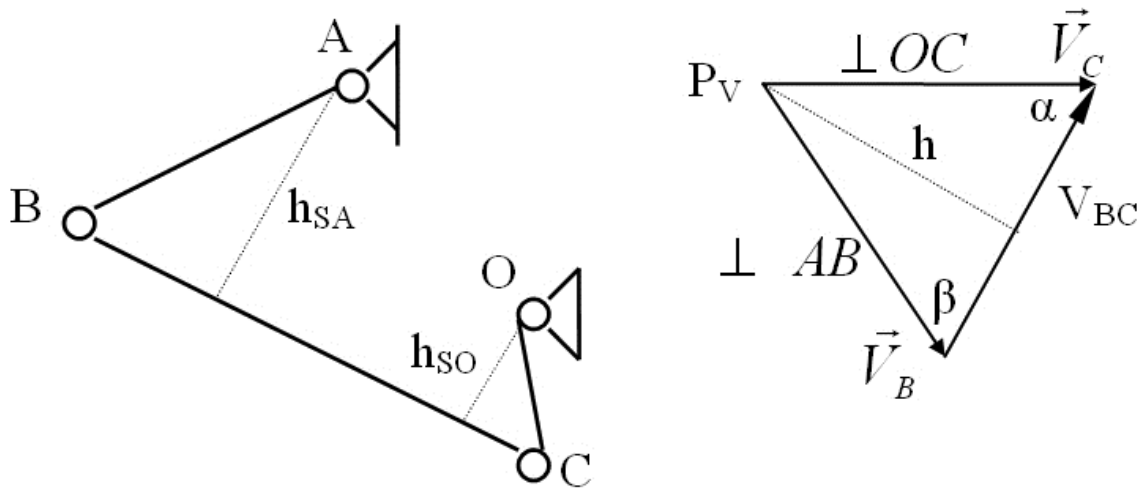


Рисунок 4.2 – Вспомогательные построения

$$h = V_B \sin \beta = V_C \sin \alpha;$$

$$\frac{V_B}{V_C} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}$$

$$\frac{\omega_{AB}}{\omega_{OC}} = \frac{V_B l_{OC}}{V_C l_{AB}} = \frac{l_{OC} \sin \alpha}{l_{AB} \sin \beta} = \frac{h_{OC}}{h_{SA}}$$