

**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 практических занятий 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 практических занятий 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 практических занятий 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 практических занятий 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 занятий, порядок подготовки к ним, последовательность операций и действий, направленных на выполнение поставленных задач, 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

## Практическое занятие 1. Расчёт основных параметров конвейера шихтоподачи на колошник

Для доменной печи объемом  $5000 \text{ м}^3$  установлен один ленточный конвейер шихтоподачи на колошник с углом наклона ленты  $\alpha = 10^\circ$  (рисунок 1). Участок 2-3 является криволинейным, поэтому в загрузочной части  $\alpha = 3^\circ 30'$ .

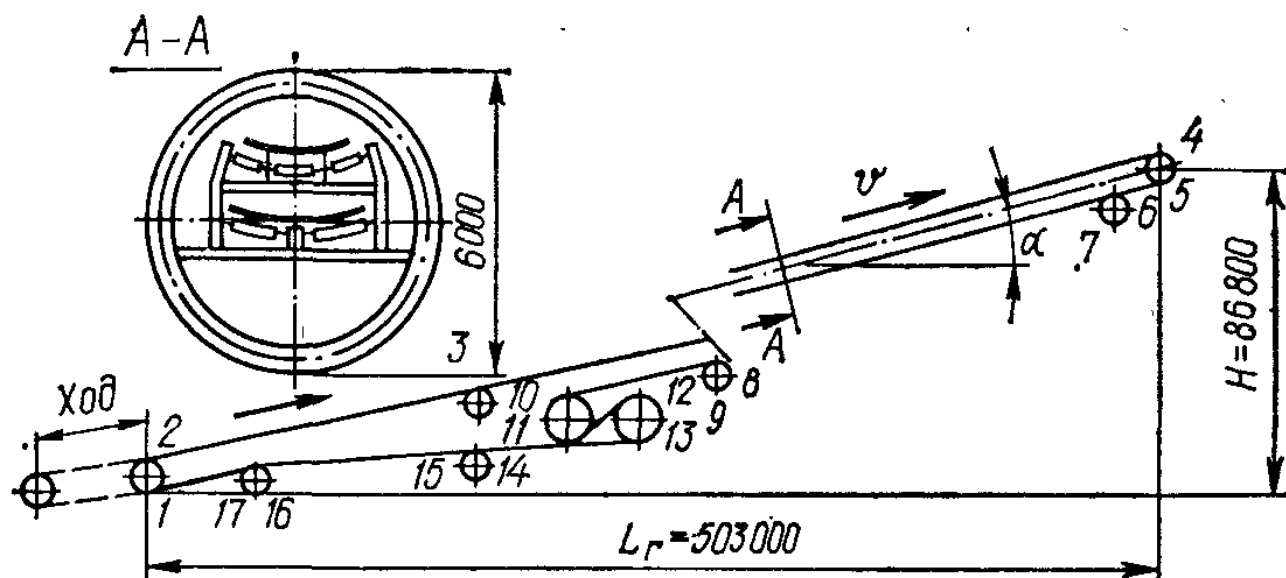


Рисунок 1 – Схема подачи шихты на колошник доменной печи

Резинотканевая (РТ) теплостойкая лента конвейера, предназначена для работы во влажной атмосфере с температурой воздуха от  $-40^\circ$  до  $+60^\circ$ , выдерживает кратковременное местное повышение температуры до  $200^\circ$ . Грузовая ветвь опирается на трехроликовые опоры, часть из них поворотные. Опоры холостой ветви – двухроликовые. В верхней и нижней (загрузочной) частях конвейера установлены отклоняющие барабаны. Ось барабана в загрузочной части (рисунок 2) смонтирована на подвижной тележке 4, имеющей грузопружинное лебедочное натяжное устройство. Натяжение ленты при установившемся движении создается грузами 1. Перед пуском конвейера лебедка 3 поднимает груз, пружины 2 сжимаются и создают дополнительное натяжение для исключения пробуксовки на приводных барабанах. После разгона грузы возвращаются в исходное положение. Величина сжатия пружин контролируется концевыми выключателями. Если пружины не установлены, то вес грузов определяется по условиям пуска груженого конвейера.

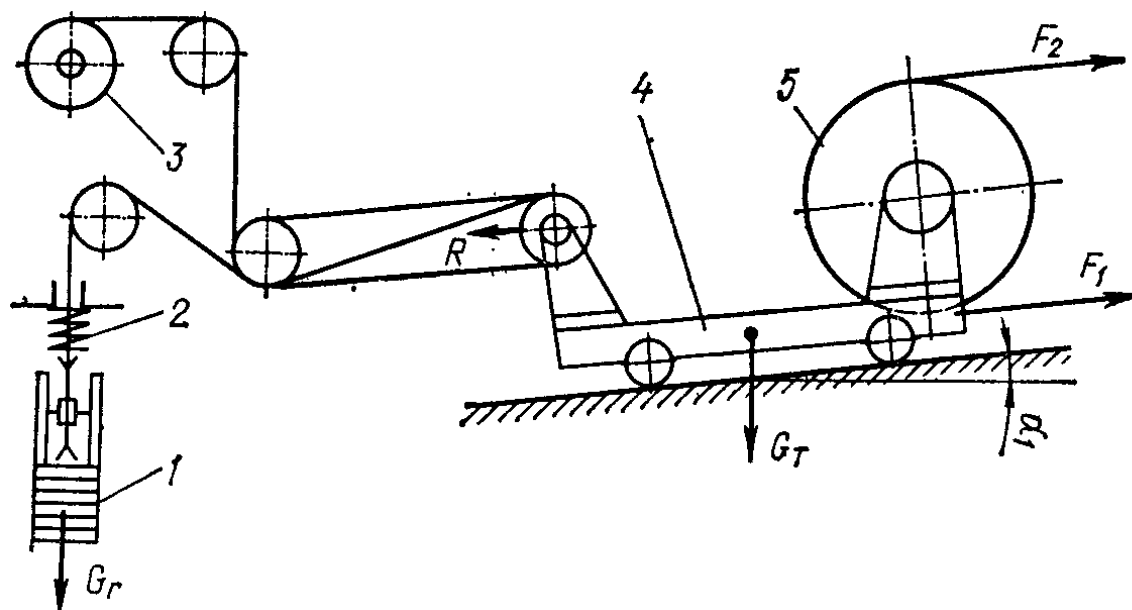


Рисунок 2 – Схема натяжного устройства конвейера подачи шихты на колошник доменной печи

Привод конвейера – промежуточный, двухбарабанный. Каждый из двух барабанов вращается двумя двигателями переменного тока, один из которых является резервным. Один барабан имеет дополнительный привод, который используется при замене ленты и для контроля за ее состоянием. Конвейер, размещенный в наклонной трубчатой галерее, снабжен колодочными остановами, устройствами для очистки ленты, контроля целостности тросов. В здании приводной станции смонтированы специальные установки для замены ленты и ремонтный мостовой кран грузоподъемностью 300/50 кН.

Техническая характеристика конвейера:

Рабочая скорость ленты, м/с 2

Скорость ленты от микропривода, м/с 0,36

Ширина ленты, м 2

Двигатель барабана 1:

тип АКЗ 13-59-6

мощность, кВт 800

частота вращения, об/мин 990

Передаточное число редуктора 41,56

Двигатель барабана 2:

тип АКЗ 13-37-6

мощность, кВт 500

частота вращения, об/мин 985

Передаточное число редуктора 41,47

Мощность микропривода, кВт 100

Существующие системы загрузочных устройств работают периодически. Поэтому доменная печь загружается порциями шихты, объем которых зависит от объема приемных бункеров (распределитель шихты или шлюзовой бункер). Для согла-

сования работы конвейера и загрузочного устройства порции шихты укладываются на конвейер с разрывами.

Необходимая производительность конвейера, как и скипового подъемника, определяется по формуле (коэффициенты приняты в соответствии с рекомендациями [3])

$$\Pi_n = \frac{\alpha_k \cdot Q}{V_6 \cdot k_k \cdot n_k \cdot \rho_k \cdot \psi_1 \cdot \psi_2},$$

Где  $\alpha_k$  – коэффициент расхода кокса на тонну чугуна (принимаем  $\alpha_k = 0,5$  т/т), т/т;

$Q$  – производительность доменной печи (принимаем  $Q = 10000$  т/сут), т/сут;

-  $V_6$  – объем приемного бункера, м<sup>3</sup>;

-  $k_k$  – коэффициент заполнения бункера коксом (принимаем  $k_k = 0,9$ );

-  $n_k$  – число порций кокса в подаче (принимаем  $n_k = 3$ );

-  $\rho_k$  – насыпная масса кокса (принимаем  $\rho_k = 0,43$  т/м<sup>3</sup>), т/м<sup>3</sup>;

-  $\psi_1$  – коэффициент форсирования печи (принимаем  $\psi_1 = 0,6$ );

-  $\psi_2$  – коэффициент снижения производительности из-за разрывов между порциями шихты (принимаем  $\psi_2 = 0,8$ ).

Объем одной подачи

$$V_{\Pi} = V_6(n_k \cdot k_k + n_p \cdot k_p),$$

где  $n_p$  – число порций рудной части шихты в подаче (принимаем  $n_p = 3$ );

-  $k_p$  – коэффициент заполнения бункера рудно-флюсовой частью подачи (принимаем  $k_k = 0,9$ ).

Подставив соответствующие значения, получим

$$V_{\Pi} = 460 \cdot (3 \cdot 0,9 + 3 \cdot 0,9) = 2484 \text{ м}^3.$$

При таком объеме подачи необходимая производительность

$$\Pi_n = \frac{\alpha_k \cdot Q}{24 \cdot \rho_k \cdot \psi_1 \cdot \psi_2} \left( 1 + \frac{n_p \cdot k_p}{n_k \cdot k_k} \right).$$

Если  $n_k = n_p$ , а  $k_k = k_p$ , то

$$\Pi_n = \frac{\alpha_k \cdot Q}{12 \cdot \rho_k \cdot \psi_1 \cdot \psi_2} = \frac{0,5 \cdot 10000}{12 \cdot 0,43 \cdot 0,6 \cdot 0,8} = 1009,4 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Возможную объемную производительность желобчатого конвейера приближенно можно рассчитать по формуле

$$\Pi_B = 1150 \cdot B^2 \cdot v \cdot c \cdot \text{tg} \varphi_0,$$

где  $B$  – ширина ленты, м;

-  $v$  – скорость ленты, м/с;

- $V_6$  – объем приемного бункера,  $\text{м}^3$ ;
- $c$  – поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение производительности наклонных конвейеров (так как  $\alpha = 10-20^\circ$ , то принимаем  $c = 0,95$ );
- $\varphi_0$  – угол наклона шихты на ленте конвейера (принимаем  $\psi_2 = 0,8$ ).

$$B = \sqrt{\frac{\Pi_n}{1150 \cdot v \cdot c \cdot \text{tg} \varphi_0}} = \sqrt{\frac{1009,4}{1150 \cdot 2 \cdot 0,95 \cdot \text{tg} 10}} = 0,8 \text{ м.}$$

Принимаем  $B = 2 \text{ м.}$

Предварительную суммарную мощность двигателей можно найти по формуле

$$P = \frac{\Pi \cdot (H + f \cdot L_z) \cdot \rho}{367 \cdot \eta \cdot c_0},$$

где  $\Pi$  – производительность конвейера,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

-  $H$  – высота конвейера, м;

-  $L_z$  – длина (горизонтальная проекция) конвейера, м;

-  $f$  – коэффициент сопротивления движению ленты (принимаем  $f = 0,05$ );

-  $\rho$  – насыпная масса наиболее тяжелого материала (принимаем  $\rho = 1,8$ ),  $\text{т}/\text{м}^3$ ;

-  $\eta$  – КПД привода (принимаем  $\eta = 0,9$ );

-  $c_0$  – коэффициент уменьшения производительности, учитывающий наличие разрывов между порциями шихты.

Величина  $c_0$  определяется по формуле

$$c_0 = 1 + \frac{v \cdot t_0 \cdot F}{V_6 \cdot k_p},$$

где  $v$  – скорость ленты,  $\text{м}/\text{с}$ ;

-  $t_0$  – время интервалов между порциями шихты, зависящее от особенностей конструкции загрузочного устройства доменной печи (для доменной печи  $5500 \text{ м}^3$  принимаем  $t_0 = 15 \text{ с}$ ), с;

-  $F$  – площадь сечений материала на ленте,  $\text{м}^2$ ;

-  $V_6$  – объем приемного бункера,  $\text{м}^3$ .

$$F = 0,32 \cdot B^2 \cdot \text{tg} \varphi_0 = 0,32 \cdot 22 \cdot \text{tg} 35 = 0,9 \text{ м}^2.$$

$$c_0 = 1 + \frac{2 \cdot 15 \cdot 0,9}{460 \cdot 0,8} = 1,07.$$

$$P = \frac{1009,4 \cdot (70 + 0,05 \cdot 400) \cdot 1,8}{367 \cdot 0,9 \cdot 1,07} = 461,3 \text{ кВт.}$$

Максимальное тяговое усилие, передаваемого одним барабаном

$$T = S_c \cdot (e^{\mu\beta} - 1),$$

где  $\mu$  – коэффициент сцепления между лентой и барабаном (принимаем  $\mu = 0,4$ );

-  $\beta$  – угол обхвата барабана лентой (принимаем  $\beta = 200^\circ$  или  $\beta = 3,49$ ), рад.

При независимом приводе барабанов мощность двигателей привода первого и второго барабанов

$$P_2 = P \frac{e^{\mu\beta_2} - 1}{e^{\mu(\beta_1 + \beta_2)} - 1} = 461,3 \frac{e^{0,4 \cdot 3,49} - 1}{e^{0,4(3,49 + 3,49)} - 1} = 91,5 \text{ кВт.}$$

$$P_1 = P \frac{e^{\mu\beta_2} (e^{\mu\beta_1} - 1)}{e^{\mu(\beta_1 + \beta_2)} - 1} = 461,3 \frac{e^{0,4 \cdot 3,49} (e^{0,4 \cdot 3,49} - 1)}{e^{0,4(3,49 + 3,49)} - 1} = 369,8 \text{ кВт.}$$

Полученные результаты свидетельствует о том, что принятые параметры удовлетворяют условиям проверки.

1. Довгань Л.В. Конвейерная подача шихтовых материалов// Информация института Черметинформация.– 1972.– вып. 5, 18 с.

2. Плахтин В.Д. Современные доменные печи// Бюллетень института Черметинформация.– 1971.– №22.– С. 3-24.

3. Левин М.З. Седуш В.Я. Механическое оборудование доменных цехов.– Киев-Донецк: Вища школа, 1978.– 176 с.

## **Практическое занятие 2. Расчет привода для маневрирования конусами**

Если конус закрыт, цепь расположена по радиусу барабана. При вращении барабана цепь опускается и отклоняется в сторону до тех пор, пока не станет касательной к поверхности барабана, а затем навивается на него (рисунок 1).



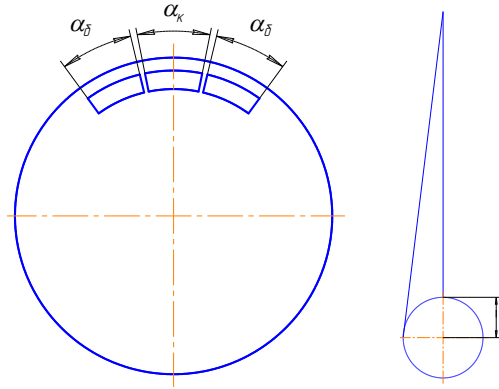


Рисунок 1 – Схема к расчету предельного угла поворота

Предельный угол поворота барабана определяется по формуле:

$$\varphi_{\max} = 2 \cdot \pi - (\alpha_0 + \alpha_{\delta} + \alpha_{\kappa}),$$

где:  $\alpha_0$  – запасной угол для предупреждения вращения двух барабанов;  $\alpha_{\delta}$ ,  $\alpha_{\kappa}$  – углы, соответствующие размеру кулака барабана и зубчатого колеса.

Если  $\alpha_{\delta} = \alpha_{\kappa}$ , то  $\varphi_{\max} = 2 \cdot \pi - (\alpha_0 + 2 \cdot \alpha_{\kappa})$ .

Допустим, навивка цепи начинается при повороте барабана на угол  $\pi/2$ . Тогда полное перемещение цепи, определяющее ход конуса:

Цепь опустится при повороте барабана на угол  $\pi/2$  приблизительно на величину  $R$ . Далее канат навивается на барабан, с учетом начальных  $\pi/2$  и теоретически возможных  $\pi/2$  имеем  $3/2\pi$ , т.е. длина навитой цепи будет  $R^3/2\pi$ . Учтем угол, на который необходимо недокрутить цепь, во избежание контакта с кулаком другого барабана ( $\alpha_0 + \alpha_{\delta} + \alpha_{\kappa}$ ), т.е. необходимо вычесть соответствующую длину цепи  $R(\alpha_0 + \alpha_{\delta} + \alpha_{\kappa})$ . В итоге имеем  $L$ :

$$L = R_0 \cdot [1 + \frac{3}{2} \cdot \pi - (\alpha_0 + 2 \cdot \alpha_{\kappa})],$$

где:  $R_0$  – радиус окружности, проходящей через оси шарниров навитой на цепи.

Ход большого конуса 600-800 мм, малого 800-1000 мм. Техническая характеристика механизма управления конусами для доменной печи 3200 м<sup>3</sup> (балансир типа БКП-1-210):

- ход большого конуса 600 мм;
- ход малого конуса 750 мм;
- усилие в штанге большого конуса 2100 кН;
- усилие в штанге малого конуса 900 кН;
- мощность электродвигателя 2×150 кВт.

## Расчет привода

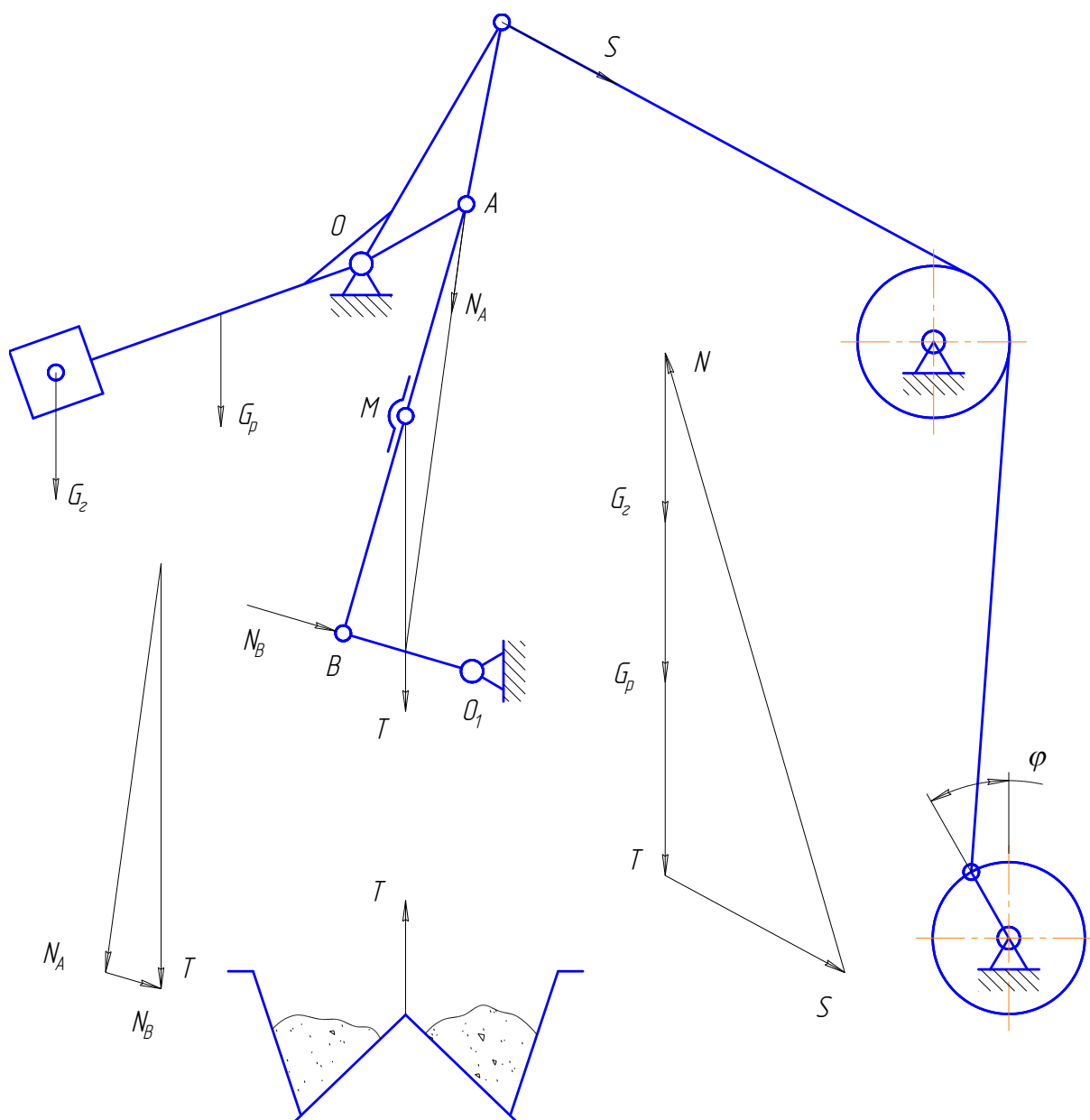


Рисунок 2 – Схема к расчету привода для маневрирования конусами

При движении конуса статическое усилие в штанге определяется по формуле:

$$T = G_{\text{ш}} + G_{\text{к}},$$

где:  $G_{\text{ш}}$  – вес шихты;  $G_{\text{к}}$  – вес конуса и штанги.

Во время подъема конуса  $G_{\text{ш}} = 0$ , а при опускании изменяется от максимального значения до нуля. Величину  $G_{\text{ш}}$  можно определить по формуле

$$G_{\text{ш}} = (V_0 - V) \cdot \rho \cdot g,$$

где:  $V_0$  – начальный объем шихты на конусе;  $V$  – текущий объем шихты на конусе;

$\rho$  – насыпная масса шихты;  $g$  – ускорение свободного падения ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ).

Статическое усилие в канате барабана определяется из уравнения равновесия балансира. Штанга конуса присоединена к шатуну прямильного механизма  $OABO_1$  (рисунок 2). К балансиру приложена сила  $N_A$ , полученная разложением силы  $T$  на составляющие  $N_A$  и  $N_B$ . Практически в пределах перемещения балансира шатун  $AB$  мало отклоняется от вертикали, и  $N_A \approx T$ . Поэтому силу  $T$  считают приложенной в точке А. В этом случае

$$G_r \cdot h_r + G_p \cdot h_p - T \cdot h_t \pm M_T - S \cdot h_s = 0,$$

где:  $h_r, h_p, h_t, h_s$  – плечи сил  $G_r, G_p, S$  и  $T$  относительно оси  $O$ ;  $G_r, G_p$  – вес контргруза и рычага балансира;  $M_T$  – момент трения в опорных подшипниках балансира (опора  $O$ ).

Окончательно получим

$$S = \frac{1}{h_s} \cdot (G_r \cdot h_r + G_p \cdot h_p - T \cdot h_t \pm M_T),$$

где:  $h_r, h_p, h_s$  – плечи сил  $G_r, G_p$  и  $S$  относительно оси  $O$ ;

$G_r, G_p$  – вес контргруза и рычага балансира;

$h_t$  – плечо силы  $T$  относительно оси  $O$ ;

$M_T$  – момент трения в опоре  $O$ .

Знак «плюс» принимается при опускании конуса, а «минус» – при его подъеме.

Величина  $M_T$  вычисляется по формуле:

$$M_T = \mu \cdot N \cdot \frac{d}{2},$$

где:  $\mu$  – коэффициент трения в подшипнике;

$N$  – реакция опоры балансира;

$d$  – диаметр цапфы.

При решении задачи значение  $M_T$  не известно, так как реакция  $N$  является функцией усилия  $S$ . Предварительно можно принять  $M_T = 0$ , затем вычислить значение  $S$  и из многоугольника сил определить значение  $N$ . Далее момент трения прикладывается к балансиру как известная величина, и вновь рассчитывается усилие  $S$ . Повторение вычислений не дает существенного уточнения результатов, так как величина  $M_T$  вообще сравнительно мала.

### Определение веса контргруза

Контргрузы, установленные на балансирах, должны обеспечивать надёжное прижатие конуса к чаше и создавать в штанге усилие

$$T_o = \alpha \cdot G_k + G_{ш},$$

где:  $\alpha$  – коэффициент дополнительного прижатия ( $\alpha > 1,25$ );

$G_k$  – вес конуса и штанги;

$G_{ш}$  – максимальный вес шихты.

Для определения веса контргруза запишем такое уравнение равновесия балансира

$$G \cdot h_G - T_o \cdot h_T - S_o \cdot h_s - M_T = 0,$$

где:  $G$  – сумма веса контргруза  $G_r$  и рычагов балансира  $G_p$ ;

$h_G$  – плечо силы  $G$  относительно оси  $O$ ;

$S_o$  – минимальное (предварительное) натяжение каната при прижатом к чаше конусе;

$M_T$  – момент трения в опорных подшипниках балансира.

Чтобы найти значение  $G$ , величину  $S_o$  можно принять равной 30...40 кН. Приблизительно момент трения равен

$$M_T \approx (G + T_o) \cdot (d/2) \cdot \mu.$$

Тогда

$$G = \frac{T_o \cdot \left( h_T + \mu \cdot \frac{d}{2} \right) + S_o \cdot h_s}{h_G - \mu \cdot \frac{d}{2}}.$$

Зная величину  $G$ , находим  $G_r$ .

*Расчёт привода.* При движении конуса статическое усилие в штанге определяется по формуле:

$$T = G_{ш} + G_k,$$

где:  $G_{ш}$ ,  $G_k$  – вес шихты и конуса со штангой.

Во время подъёма конуса  $G_{ш} = 0$ , а при опускании изменяется от максимального значения до нуля. Для определения величины  $G_{ш}$  допустим, что ссыпание ма-

териала с конуса происходит так же, как и при боковой разгрузке из щелевого бункера. В этом случае скорость истечения определяется следующим образом:

$$v = \lambda \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (1,6 \cdot R - \frac{\tau_0}{\gamma \cdot \mu})},$$

где:  $\lambda$  – коэффициент истечения ( $\lambda = 0,3 \dots 0,5$ );

$\alpha$  – угол наклона образующей конуса;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;

$R$  – гидравлический радиус щели;

$\tau_0$  – начальное сопротивление сдвигу;

$\gamma$  – объёмная масса материала;

$\mu$  – коэффициент внутреннего трения.

При отсутствии слёживания величина  $\tau_0$  мала, и ею можно пренебречь. Поэтому:

$$v = \lambda \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{3,2 \cdot g \cdot R}.$$

Для щелевых бункеров с малой шириной щели:

$$R \cong \frac{A - a}{2},$$

где:  $A$  – ширина щели;

$a$  – размер типичных кусков шихты ( $a = 0,8 \cdot a_{max}$ ).

Следовательно,

$$v = \lambda \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{1,6 \cdot g \cdot (A - a)}.$$

Секундный объёмный расход материала  $\Pi$  через кольцевую щель (рисунок 3) равен произведению площади щели на скорость  $v$ . После преобразований:

$$\Pi = 6,28 \cdot y \cdot \lambda \cdot \sin 2\alpha \cdot (D - 0,5 \cdot y \cdot \sin 2\alpha) \cdot \sqrt{y \cdot \cos \alpha - a},$$

где:  $y$  – перемещение конуса, м;

$D$  – диаметр конуса, м.

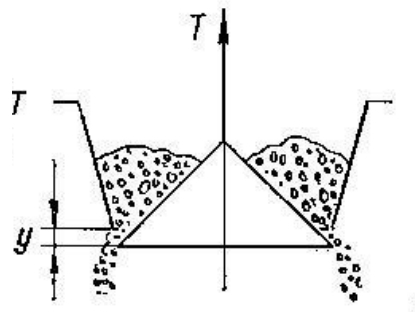


Рисунок 4 – Схема для расчёта привода маневрирования конусами

Ссыпание материала начинается при  $y > a/\cos a$  и происходит с переменным расходом. На рисунке 5 изображен график изменения величины  $\Pi$  в функции времени. При построении графика считается, что  $y$  – заданная функция времени (т. е. задан график скорости движения каната).

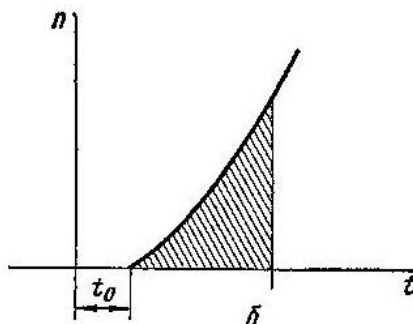


Рисунок 5 - График изменения величины  $\Pi$  в функции времени

Заштрихованная на графике площадь пропорциональна объёму материала  $V$ , который ссыпался с конуса за время  $t$ . Вес материала, оставшегося на конусе в данный момент времени или в данном положении, рассчитывается по формуле:

$$G_{ш} = (V_0 - V) \cdot \rho \cdot g,$$

где:  $V_0$  – начальный объём шихты на конусе;

$\rho$  – насыпная масса шихты;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

Статический момент на барабане лебёдки при повороте в пределах от  $0^\circ$  до  $90^\circ$ :

$$M_C = S \cdot R_0 \cdot \eta^{\pm 1} \cdot \sin \varphi,$$

где:  $R_0$  – радиус окружности барабана, проходящей через оси шарниров навигационной цепи;

$\eta$  – КПД лебёдки;

$\varphi$  – угол поворота барабана;

Знак «плюс» соответствует опусканию конуса, а «минус» – подъёму.

Если угол поворота больше  $90^\circ$ , то:

$$M_C = S \cdot R_0 \cdot \eta^{\pm 1}.$$

График скорости каната считаем трапецеидальным. Угловая скорость барабана лебёдки рассчитывается из выражения:

$$\omega_{л} = \frac{\psi^2 \cdot \varphi_{\max}}{t_P},$$

где:  $\psi$  – коэффициент снижения скорости ( $\psi = 0,5-0,7$ );

$\varphi_{max}$  – максимальный угол поворота барабана, рад;

$t_p$  – время разгона двигателя до номинальной скорости ( $t_p = 1,5-2$  с).

Среднее время подъёма или опускания конуса определяется по формуле:

$$t = t_p + \frac{\varphi_{max}}{\omega_l}.$$

Время цикла подъёма и опускания:

$$t_y = 2 \cdot t + t_0.$$

Пауза  $t_0$  необходима для обеспечения ссыпания материала с конуса. Сумма времени опускания и паузы должна быть больше времени ссыпания материала в печь.

График работы лебедки за одну подачу показан на рисунке 6, а. Заштрихованные части графика – это время движения лебедки при перемещении большого и малого конусов.

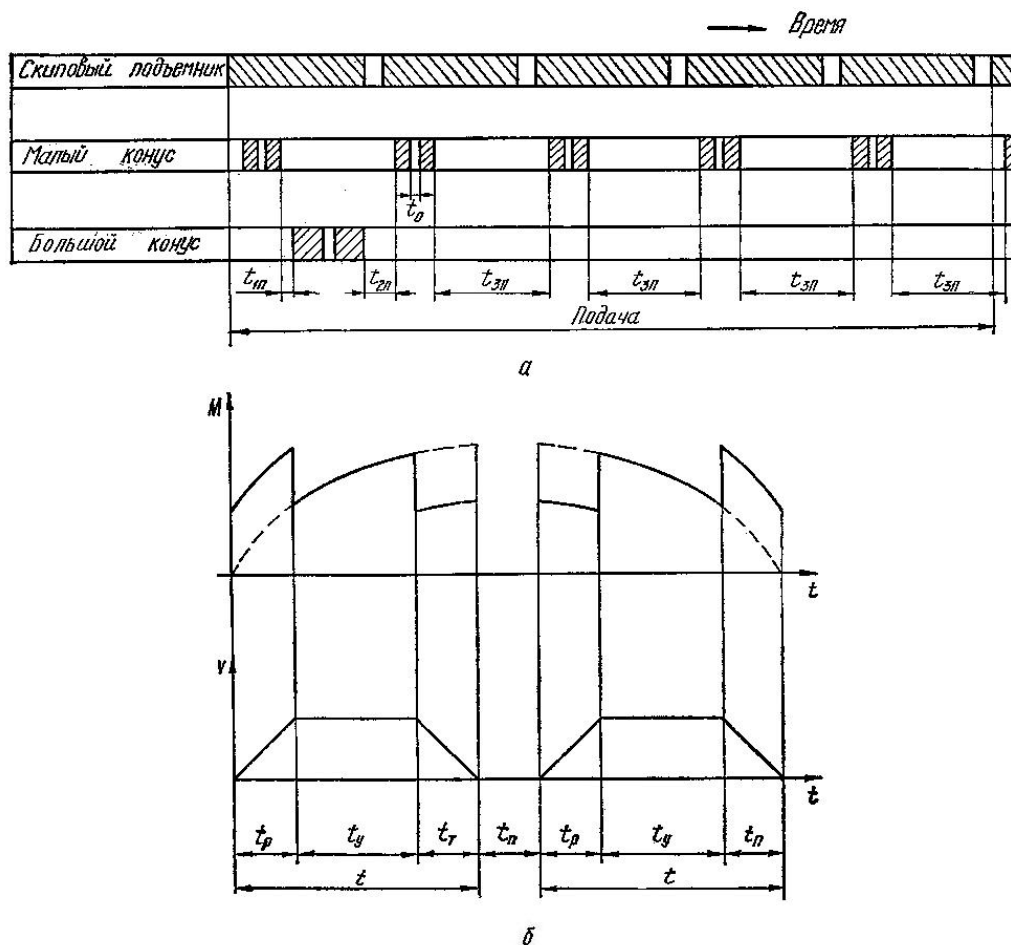


Рисунок 6 – График работы и нагрузочная диаграмма лебёдки для маневрирования конусами

*Расчёт двигателя.* После расчета графика скорости каната строится график статических моментов на барабане в зависимости от времени. Порядок построений показан на рисунке 7. Такие графики необходимы для всех перемещений за одну подачу малого и большого конусов.

Справа от оси ординат – заданный график  $M_{\delta} = f(\varphi_{\delta})$ , а слева – график движения, построенный по графику скорости. Принимая произвольные значения  $\varphi_{\delta}$ , выполняем построения по схеме, указанной на рисунке стрелками. Искомые точки графика  $M_{\delta} = f(\varphi_{\delta})$  находятся во второй четверти. График скорости можно принимать трапецеидальным равным 4...6 с.

По максимальному статическому моменту  $M_{max}$  и заданной угловой скорости барабана  $\omega$  предварительно рассчитываем мощность двигателя по формуле:

$$P = \frac{M_{max} \cdot \omega}{2 \cdot 1000 \cdot \lambda \cdot \eta} \text{ кВт},$$

где:  $\lambda$  – коэффициент перегруза ( $\lambda = 1,1 \dots 1,2$ ).

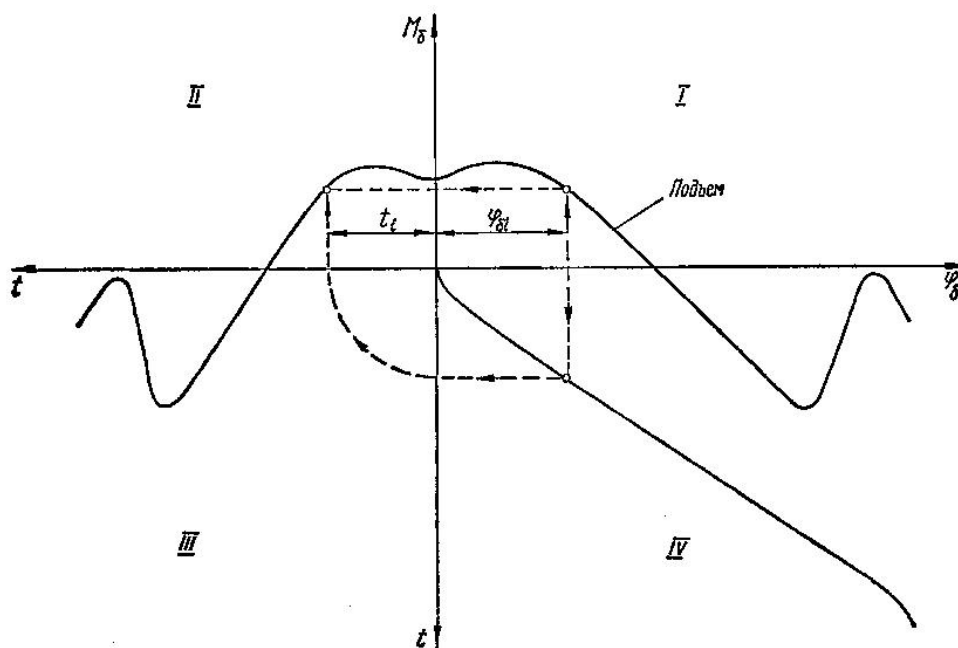


Рисунок 7 – Построение графика  $M = f(t)$ .

Статический момент на валу двигателя при подъёме:

$$M_c = \frac{M_{\delta}}{i \cdot \eta},$$

где:  $i$  – передаточное число редуктора;  $\eta$  – КПД передач.

Предварительно двигатель выбирается по мощности, которая определяется так:



$$P = \frac{M_C \cdot \omega_L}{1000 \cdot \lambda \cdot \eta} \text{ кВт},$$

где:  $M_C$  – максимальный статический момент на барабане, Н · м;

$\omega_L$  – угловая скорость барабана, рад/с;

$\lambda$  – коэффициент перегруза ( $\lambda = 1,4 \dots 1,6$ );

$\eta$  – КПД лебёдки.

Общее передаточное число:

$$i = \frac{n_D}{n_L},$$

где:  $n_D$  – частота вращения выбранного двигателя, об/мин.

Двигатель проверяют по условиям нагрева и на перегруз. В период пуска и торможения суммарный момент на барабане:

$$M = M_C \pm M_D,$$

где:  $M_D$  – динамический момент.

Если  $I_{\Pi} = \text{const}$ , то:

$$M_D = I_{\Pi} \cdot \varepsilon,$$

где:  $I_{\Pi}$  – момент инерции всех движущихся масс, приведенный к валу барабана.

На рисунке 6б показана нагрузочная диаграмма за цикл опускания и подъёма конуса. Такие диаграммы строятся для всех перемещений лебёдки за одну подачу.

Эквивалентный момент вычисляется по формуле:

$$M_{\text{э}} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 \cdot t_i}{\sum t_i}}.$$

Числитель подкоренного выражения рассчитывается для каждого участка графика.

При установке двигателя длительного режима работы знаменатель определяют с учетом времени пауз по формуле:

$$\sum t_i = \sum t_y + \alpha \cdot \sum (t_P + t_T) + \beta \cdot \sum t_{\Pi},$$

где:  $\alpha, \beta$  – коэффициенты, учитывающие ухудшение охлаждения двигателя при пониженной скорости и во время пауз. (Для двигателей постоянного тока  $\alpha = 0,75$ ,  $\beta = 0,5$ ).

Эквивалентная мощность:

$$P_{\text{э}} = \frac{M_{\text{э}} \cdot \omega_{\text{л}}}{1000 \cdot \eta} \text{ кВт.}$$

Двигатель по условиям нагрева выбран правильно, если:

$$P_{\text{э}} \leq P_{\text{н}},$$

где:  $P_{\text{н}}$  - номинальная мощность двигателя.

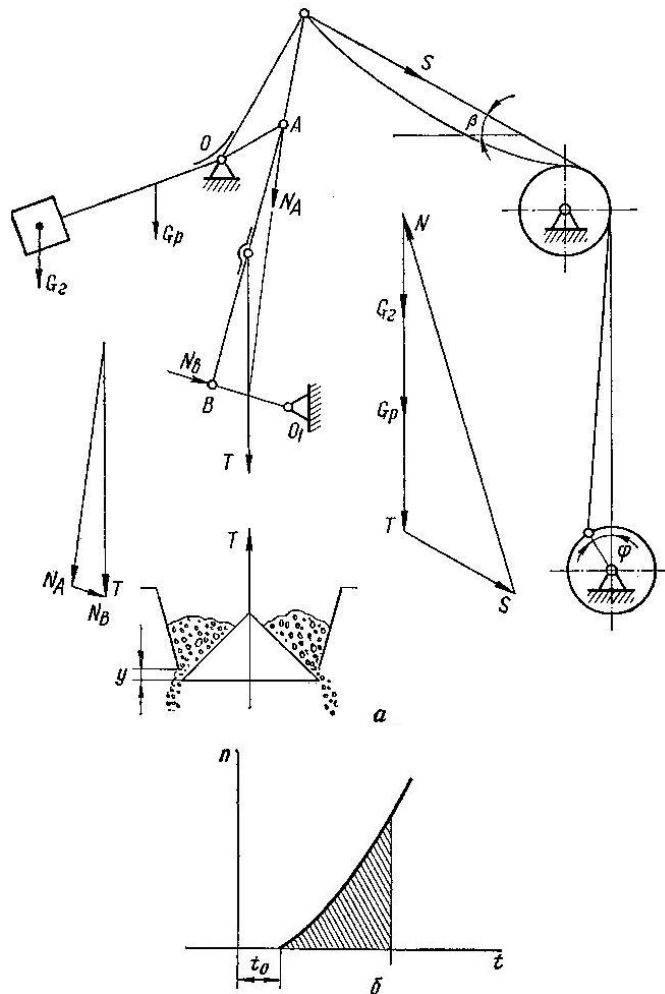
На перегруз двигатель проверяется по максимальному моменту на его валу, т. е. по условию:

$$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}} \leq \lambda,$$

где:  $M_{\text{max}}$  - максимальный момент на валу двигателя;

$M_{\text{н}}$  - номинальный момент на валу двигателя;

$\lambda$  - допускаемый коэффициент перегруза.



### Практическое занятие 3. Расчёт механизмов разливочной машины.

*Расчёт мощности двигателя.* Минимальное натяжение цепи  $S_2$  обычно наблюдается в точке 2 (рис. 3), оно равно 3000...5000 Н.

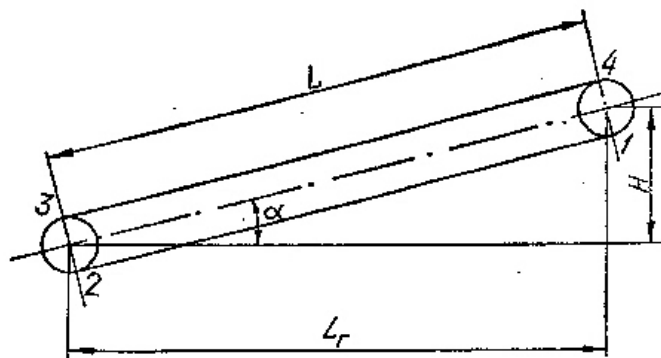


Рисунок 3 – Схема к расчёту сил сопротивления на ленте разливочной машины

Усилие в точке 3 определяется с учётом потерь на направляющей звёздочке по формуле:

$$S_3 = k \cdot S_2,$$

где  $k = 1,08 - 1,1$ .

В точке 4 усилие:

$$S_4 = S_3 + (q_l + q_c) \cdot (H + f \cdot L_r),$$

где  $q_l$ ,  $q_c$  – вес ленты и чугуна, приходящийся на один метр длины конвейера, Н/м;  
 $f$  – коэффициент сопротивления движению цепи ( $f = 0,08 - 0,12$ ).

Величины  $q_l$  и  $q_c$  вычисляются по формулам:

$$q_l = \frac{m_l \cdot g}{a}; \quad q_c = \frac{n \cdot m_c \cdot g}{a}.$$

Здесь  $m_l$  – масса одного звена ленты конвейера, кг;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $a$  – шаг цепи, м;  $n$  – число чушек на одном звене ленты;  $m_c$  – масса чушки, кг.

Усилие в точке 1:

$$S_1 = S_2 - q_l \cdot (H - f \cdot L_r).$$

Окружное усилие на приводной звёздочке с учётом потерь:

$$T \cong k \cdot S_4 - S_1 \text{ Н.}$$

Необходимая мощность двигателя определяется по формуле:

$$P = \frac{k_y \cdot T \cdot v}{1000 \cdot \eta} \text{ кВт,}$$

где  $k_y$  – коэффициент запаса ( $k_y = 1,2 - 1,3$ );  $v$  – скорость ленты, м/с;  $\eta$  – КПД редуктора.

По найденной мощности из каталога выбирают двигатель и устанавливают передаточное число редуктора из выражения:

$$i = \frac{n_{ДВ}}{n_{ЗВ}},$$

где  $n_{ДВ}$ ,  $n_{ЗВ}$  – частота вращения двигателей и ведущей звёздочки, об/мин. Величина  $n_{ЗВ}$  рассчитывается так:

$$n_{ЗВ} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} \text{ об/мин,}$$

где  $D$  – диаметр начальной окружности звёздочки, м.

*Производительность разливочной машины.* При непрерывной работе машины теоретическая производительность двух лент:

$$\Pi_0 = 0,12 \cdot \frac{m_q \cdot v}{a} \cdot n_1 \cdot n_2 \text{ тт/ч}$$

Здесь  $n_1$  – число чушек в изложнице;  $n_2$  – число изложниц на звене цепи. Масса чушек определяется по формуле:

$$m_q = \psi \cdot m_0,$$

где  $\psi$  – коэффициент заполнения изложниц ( $\psi = 0,6 - 0,9$ );  $m_0$  – теоретическая масса чушки.

Технически возможная производительность подсчитывается с учётом пауз из выражения:

$$\Pi_T = \frac{m_K}{t_u},$$

где  $m_K$  – масса металла в ковше, т;  $t_u$  – время цикла кантования, ч.  
Время цикла:

$$t_{\bar{o}} = t_1 + t_2 + t_3,$$

где  $t_1$  – время разливки металла из одного ковша, ч;  $t_2$  – время опускания ковша, ч;  $t_3$  – время пауз при замене ковшей и перемещения состава с чугуном ( $t_3 = 0,25$  ч).

Время разливки металла из одного ковша вычисляется по формуле:

$$t_1 = \frac{m_K}{\Pi_0}.$$

Величина  $t_2$  определяется режимом работы кантовальной установки, его можно задать в долях от значения  $t_1$ , т.е.:

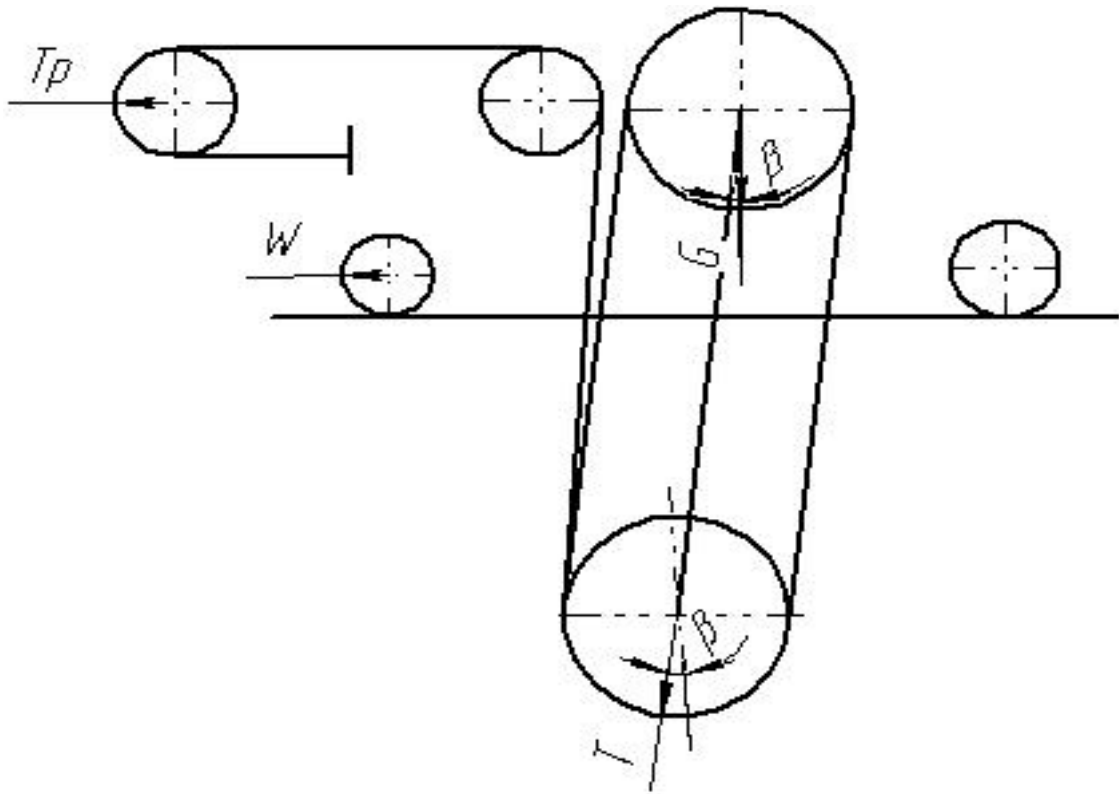
$$t_2 = a \cdot t_1,$$

где  $a = 0,08 - 0,1$ .

Таким образом, технически возможная производительность:

$$\Pi_T = \frac{\Pi_0}{1 + a + \frac{\Pi_0}{m_K} \cdot t_3} \text{ тт/ч}$$

*Расчет мощности привода кантовальной установки.* Расчет начинают с определения положений точек системы при различных углах поворота ковша.



$$M_c = G[(y_A - y_C) \sin \varphi + (x_C - x_A) \cos \varphi].$$

$T_\Gamma$  – усилие на крюке грузового полиспаста. Определяется из условия равновесия ковша:

$$\begin{aligned} M_{mp} &= R_A \cdot f \cdot r_A \\ \sum F_{iy} &= 0; \\ T_\Gamma \cdot \cos \beta - G + R_A &= 0; \\ R_A &= G - T_\Gamma \cdot \cos \beta \\ \sum M_A &= 0 \\ T_\Gamma \cdot h - M_C - M_{TP} &= 0; \\ T_\Gamma \cdot h - M_C - (G - T_\Gamma \cdot \cos \beta) \cdot f \cdot r_A &= 0; \\ T_\Gamma (h + f \cdot r_A \cdot \cos \beta) - M_C - G \cdot f \cdot r_A &= 0; \\ T_\Gamma &= \frac{M_C + G \cdot r_A \cdot f}{h + f \cdot r_A \cdot \cos \beta} \end{aligned}$$

Для определения усилий в канатах грузового и регулировочного полиспастов, запишем уравнения равновесия тележек:

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} &= 0 \\ 2S_\Gamma - T_p - W - T_\Gamma \cdot \sin \beta &= 0; \\ \sum F_{iy} &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
T_{\Gamma} \cdot \cos \beta + G_T - N &= 0; \\
W = \mu \cdot N &= \mu \cdot (T_{\Gamma} \cdot \cos \beta + G_T) . \\
2S_{\Gamma} - T_P - \mu(T_{\Gamma} \cdot \cos \beta + G_T) - T_{\Gamma} \cdot \sin \beta &= 0;
\end{aligned} \tag{1}$$

В этом уравнении неизвестны значения  $S_{\Gamma}$  и  $T_P$ .

Усилия в канатах грузового полиспаста при подъеме груза определяем из условия равновесия роликовой подвески:

$$S_{\Gamma} = \frac{T_{\Gamma} - 2 \cdot S_P}{2 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot i_T} \tag{2}$$

Воспользовавшись принципом обращения движения при движении тележки вправо. Определим усилия в канатах регулируемого полиспаста

$$S_P = \frac{T_P \cdot \eta_P}{2i_P} \tag{3}$$

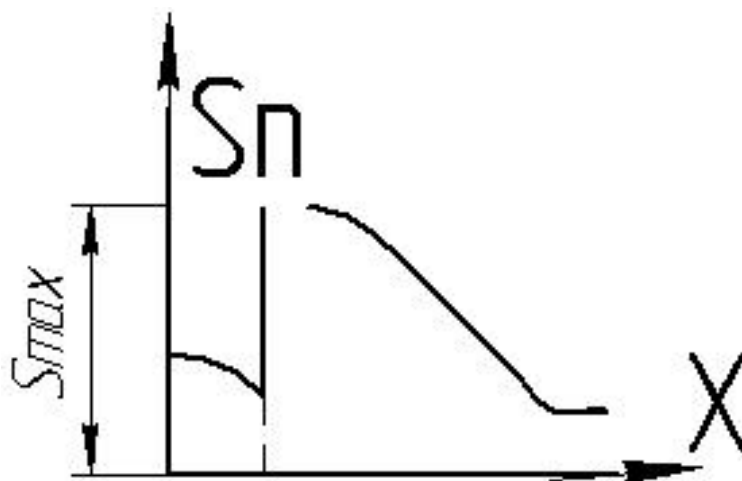
Решая совместно уравнения (1), (2), (3) получаем

$$S_{\Gamma} = \frac{T_{\Gamma} \left( \frac{i_P}{\eta_P} + \mu \cdot \cos \beta + \sin \beta \right) + G_T \cdot \mu}{2 \left( 1 + i_{\Gamma} \cdot i_P \cdot \frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_P} \right)} ;$$

Подстановка  $2S_P \rightarrow bT_P$ , тогда  $2S_P$  из уравнения (2)6

$$S_P = \frac{1}{2} (T_{\Gamma} - 2 \cdot S_{\Gamma} \cdot i_{\Gamma} \cdot \eta_{\Gamma}) .$$

График зависимости усилия в канатах подъёма от длины каната, навиваемого на барабан.



Точка  $X_I$ , при которой  $S_{II} = S_{max}$ , соответствует началу вращения ковша относительно оси опорных валиков кантовального стенда у разливочной машины.

*Скорость кантования ковша.* Для обеспечения равномерного слива металла из ковша скорость должна определяться по ранее полученному закону:

$$m_{cp} = \rho \cdot V_{cp} \cdot$$

Построим график слива металла в зависимости от угла поворота  $m_\phi = f(\phi)$ . Построим график равномерного слива металла по двум точкам:

$$(t=0, \quad m_\phi = m_o) \text{ и } (t_K = \frac{m_o}{\Pi_o}, \quad m_\phi = 0).$$

Построим график угловой скорости кантования ковша используя графическое дифференцирование:

$$K_\omega = \frac{K_\phi}{h \cdot K_t}.$$

По графику скорости кантования ковша строят график угловой скорости барабана лебедки.

Скорость оси крюка в начале движения – скорость оси нижних блоков) рассчитывается по формуле:

$$V = \omega \cdot (OA).$$



Скорость подъёма крюка  $V_{\Pi}$  является проекцией скорости  $V$  на направление оси грузового полиспаста.

Окружную скорость барабана лебедки можно найти из уравнений:

$$\begin{aligned}(V_{\Pi} - V_T \cdot \sin \beta) \cdot i_T &= V_B - V_T \\ V_{\Pi} - V_T \cdot \sin \beta &= V_T \cdot i_P\end{aligned}$$

Из этих уравнений

$$\begin{aligned}V_B &= V_{\Pi} \cdot \frac{i_T \cdot i_P + 1}{i_P + \sin \beta}; \\ V_T &= \frac{V_{\Pi}}{i_P + \sin \beta}.\end{aligned}$$

Частота вращения барабана

$$n_B = \frac{60 \cdot V_B}{\pi \cdot D}.$$

График скорости барабана

Точка  $t_l$  соответствует упору ковша в ось кантовального стенда.

Мощность привода

$$N = 2 \cdot V_B \cdot S_{\max}$$

$V_B$  соответствует  $n_{\text{ном}}$ ;  $S_{\max}$  – максимальное усилие в канатах подъема.