

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности 1-36 08 02 «Инновационные
технологии в машиностроении»
очной и заочной форм обучения*



Могилев 2020

УДК 621.86
ББК 39.9
П43

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
«02» апреля 2020 г., протокол № 9

Составитель канд. техн. наук, доц. А. П. Смоляр

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. П. Прудников

Методические рекомендации к практическим занятиям по дисциплине «Погрузочно-разгрузочные машины и оборудование» предназначены для студентов специальности 1-36 08 02 «Инновационные технологии в машиностроении» очной и заочной форм обучения.

Учебно-методическое издание

ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2020

Содержание

Введение	4
1 Практическое занятие № 1. Расчет механизма подъема электрической тали	6
2 Практическое занятие № 2. Расчет ленточного конвейера-питателя	10
3 Практическое занятие № 3. Расчет пластинчатого конвейера	15
4 Практическое занятие № 4. Тяговый расчет вилочного погрузчика	20
5 Практическое занятие № 5. Расчет основных параметров грузоподъемника вилочного погрузчика (электрокара).....	22
6 Практическое занятие № 6. Расчет транспортирующей трубы (шнекового конвейера)	29
7 Практическое занятие № 7. Расчет вибрационных конвейеров	33
8 Практическое занятие № 8. Расчет гидро- и пневмотранспортных установок. Расчет пневмотранспортных установок	37
9 Практическое занятие № 9. Расчет гидро- и пневмотранспортных установок. Расчет гидротранспортных установок	40
Список литературы	43

Введение

Целью учебной дисциплины является формирования знаний, умений и навыков проектирования, расчета и эксплуатации погрузочно-разгрузочных машин и оборудования.

Задачами учебной дисциплины являются:

- формирование навыков и умений проектирования отдельных элементов погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- формирование навыков монтажа, наладки, испытаний, ремонта и технического обслуживания погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- формирование навыков управления технологическими процессами, подразделениями по проектированию, производству, ремонту и эксплуатации погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- формирование навыков и умений разработки и освоения новых образцов погрузочно-разгрузочных машин и оборудования.

В результате освоения учебной дисциплины студент будет

знать:

- области применения основных видов погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- тенденции развития погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- конструктивное исполнение погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- особенности расчета механизмов и узлов погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- основы выбора основных параметров погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- способы повышения надежности погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;

уметь:

- рассчитывать типовые механизмы погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- обосновывать выбор грузозахватных приспособлений;
- определять основные параметры машин с учетом требований нормативных актов;
- соблюдать основные положения норм техники безопасности, регламентируемых «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов»;

владеть:

- основами проектирования погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- основами безопасной эксплуатации погрузочно-разгрузочных машин и оборудования;
- методами технического диагностирования.

Все отчёты оформляются в отдельной тетради в строгой последовательности выполнения работ, допускается машинописное оформление отчетов. На ти-

тульном листе тетради указываются учебное заведение, кафедра, дисциплина, фамилия, инициалы студента и год оформления отчета.

Отчет содержит название, цель работы, исходные данные к расчету, ход решения задач с обязательной расшифровкой принятых обозначений, необходимые пояснения к задаче, кинематические и расчетные схемы; после выбора сборочной единицы указывается ее краткая техническая характеристика. После проведения расчетов проводится анализ результатов и дается заключение о работоспособности механизма.

До выполнения практической работы студент самостоятельно изучает методические рекомендации к ней, используя рекомендуемую литературу и материалы лекций.

После завершения практической работы каждый студент индивидуально защищает ее у преподавателя. При защите отчета оцениваются качество и полнота его содержания, знания, умения и навыки студента, приобретенные во время выполнения работы.

Отработка практических занятий производится согласно разработанному кафедрой графику отработки занятий после предоставления преподавателю разрешающего документа, подписанного деканом или его заместителем.

1 Практическое занятие № 1. Расчет механизма подъема электрической тали

Цель работы: получить практические навыки по расчету и выбору основных узлов электрической тали.

Расчет механизма подъема электрической тали. Исходные данные принимаются по таблице 1.1, вариант – задается преподавателем каждому студенту индивидуально. Недостающие параметры принимаются по справочной литературе.

Таблица 1.1 – Исходные данные

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Грузоподъемность, т	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	13	16
Высота подъема, м	30	40	20	30	40	20	30	40	20	30
Скорость подъема, м/с	0,3	0,5	0,4	0,35	0,45	0,34	0,48	0,35	0,32	0,38
Группа режима работы	3М	4М	5М	3М	4М	5М	3М	4М	5М	3М

Кинематическая схема механизма подъема тали представлена на рисунке 1.1.

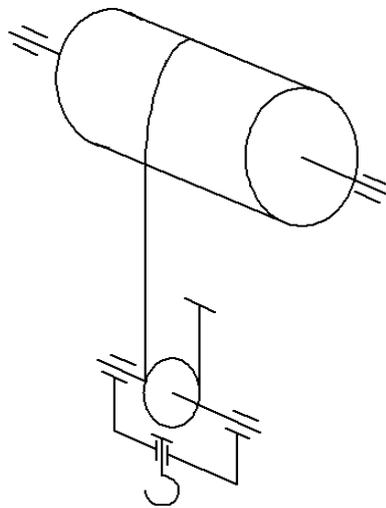


Рисунок 1.1 – Кинематическая схема механизма подъема тали

Статическая мощность основного двигателя N , кВт, при подъеме груза определяется по формуле

$$N_{ст\max} = \frac{Q \cdot g \cdot V_n}{1000 \cdot \eta_0}, \quad (1.1)$$

где Q – номинальная грузоподъемность, кг;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

V_n – скорость подъема, м/с;

η_0 – общий КПД механизма подъема.

Двигатель предварительно выбирают по мощности N с учетом группы режима работы.

Расчет и выбор каната производится при номинальной грузоподъемности по формуле

$$F_0 \geq S \cdot Z_p, \quad (1.2)$$

где F_0 – разрывное усилие каната в целом, принимаемое по данным стандарта на конкретный тип каната, Н;

S – наибольшее натяжение ветви каната, Н;

Z_p – минимальный коэффициент использования каната, зависящий от группы классификации механизма и типа грузоподъемной машины, и определяемый по таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Минимальные коэффициенты использования канатов

Группа классификации (режима) механизмов		Подвижный канат	Неподвижный канат
по ИСО 4301/1	по ГОСТ 25835	Z	Z
М1	1М	3,15	2,5
М2	1М	3,35	2,5
М3	1М	3,55	3
М4	2М	4	3,5
М5	3М	4,5	4
М6	4М	5,6	4,5
М7	5М	7,1	5
М8	6М	9	5

Минимальные диаметры барабана, блока и уравнительного блока определяются следующим образом:

$$D_1 \geq h_1 \cdot d; \quad D_2 \geq h_2 \cdot d; \quad D_3 \geq h_3 \cdot d, \quad (1.3)$$

где d – диаметр каната, мм;

D_1, D_2 и D_3 – диаметры барабана, блока и уравнительного блока по средней линии навитого каната соответственно, мм;

h_1, h_2 и h_3 – коэффициенты выбора диаметров барабана, блока и уравнительного блока (таблица 1.3).

Число витков нарезки барабана при одинарном полиспасте с кратностью m :

$$z_0 = \frac{Hm}{\pi D_c} + z_3 + z_k, \quad (1.4)$$

где H – высота подъема крюка;

D_c – средний диаметр каната на барабане, $D_c = D_1 + d$;

z_3 – число запасных витков, $z_3 = 1,5 \dots 2$;

z_k – число витков, занятых креплением, $z_k = 1 \dots 3$.

Таблица 1.3 – Коэффициенты выбора диаметров барабанов h_1 , блоков h_2 и уравнительных блоков h_3

Группа классификации (режима) механизмов		Коэффициент выбора диаметров		
по ИСО 4301/1	по ГОСТ 25835	h_1	h_2	h_3
M1	1M	11,2	12,5	11,2
M2	1M	12,5	14	12,5
M4	2M	16	18	14
M5	3M	18	20	14
M6	4M	20	22,4	16
M7	5M	22,4	25	16
M8	6M	25	28	18

При сдвоенном полиспасте суммарное число витков нарезки будет равно $2z_0$.

Частоту вращения барабана n_b , мин⁻¹, можно найти по формуле

$$n_b = \frac{60mV_n}{\pi(D+d)}, \quad (1.5)$$

где D – диаметр барабана по дну канавки;

m – кратность полиспаста.

Далее необходимо выполнить подбор редукторов по стандартной методике, изложенной, например, в [3–5].

Проверку двигателей по времени пуска t_n , с, при подъеме груза осуществляют по формуле

$$t_n = \frac{1,2(I_p + I_m)n_{\partial\partial} + \frac{91Q_0V_n^2}{n_{\partial\partial}\eta_0}}{9,55 \left[M_{cp}^n - \frac{G_0D}{2m\eta_0} \right]}, \quad (1.6)$$

где I_p – момент инерции двух роторов двигателей, поскольку они расположены на быстроходном валу и при работе одного двигателя необходимо разогнать ротор другого, кг·м²;

I_m – момент инерции муфт, расположенных на быстроходном валу, кг·м²;
 Q_0 – масса груза, кг,
 G_0 – вес груза, Н;
 V_n – скорость подъема, м/с;
 $n_{дв}$ – частота вращения двигателя, мин⁻¹;
 M_{cp}^n – средний пусковой момент двигателя, Н·м;

$$M_{cp}^n = \psi M_n, \quad (1.7)$$

где M_n – номинальный момент двигателя, Н·м;

$$M_n = \frac{9550 N_n}{n_{дв}},$$

N_n – номинальная мощность двигателя, кВт;

ψ – кратность среднего пускового момента двигателя (таблица 1.4).

Таблица 1.4 – Значения кратности среднего пускового момента двигателей $\psi = \frac{M_{cp}^n}{M_n}$

Двигатель	ψ
Трехфазного тока с фазовым ротором	1,5...1,6
Постоянного тока с возбуждением:	
параллельным	1,7...1,8
последовательным	1,8...2
смешанным	1,8...1,9
<p><i>Примечание</i> – Большие значения относятся к двигателям с повышенным скольжением. Для двигателей трехфазного тока с короткозамкнутым ротором $M_{cp}^n = (0,7...0,8)M_{max}$, где максимальный момент двигателя $M_{max} = (2,8...3,4)M_n$</p>	

Время пуска обычно не должно быть меньше 1...2 с.

Тормоз выбирают по тормозному моменту M_m , нужному для удержания неподвижно висящего груза:

$$M_m = k_m \frac{G_0 \cdot D}{2m \cdot u} \eta_0, \quad (1.8)$$

где k_m – коэффициент запаса торможения;

u – передаточное число механизма.

Время торможения t_m , с, при спуске груза находят по формуле

$$t_m = \frac{1,2(I_p + I_m)n_{ог} + \frac{91Q_0V_n^2\eta_0}{n_{ог}}}{9,55 \left[M_{cp}^n - \frac{G_0 D \eta_0}{2mi} \right]}. \quad (1.9)$$

Обозначения аналогичны принятым в формуле (1.6). Время торможения не должно быть менее 1...2 с.

Контрольные вопросы

- 1 Как осуществить выбор электродвигателя механизма подъема груза?
- 2 Как осуществить выбор редуктора механизма подъема груза?
- 3 Влияет ли кратность запасовки каната на мощность двигателя?
- 4 Как осуществить выбор каната механизма подъема груза?
- 5 Как влияет кратность полиспаста на длину барабана?

2 Практическое занятие № 2. Расчет ленточного конвейера-питателя

Цель работы: получить практические навыки по расчету и выбору основных узлов ленточных конвейеров.

Расчет ленточного конвейера-питателя. Расчетная схема конвейера-питателя показана на рисунке 2.1. Исходные данные принимаются по таблице 2.1, вариант – задается преподавателем каждому студенту индивидуально. Недостающие параметры принимаются по справочной литературе.

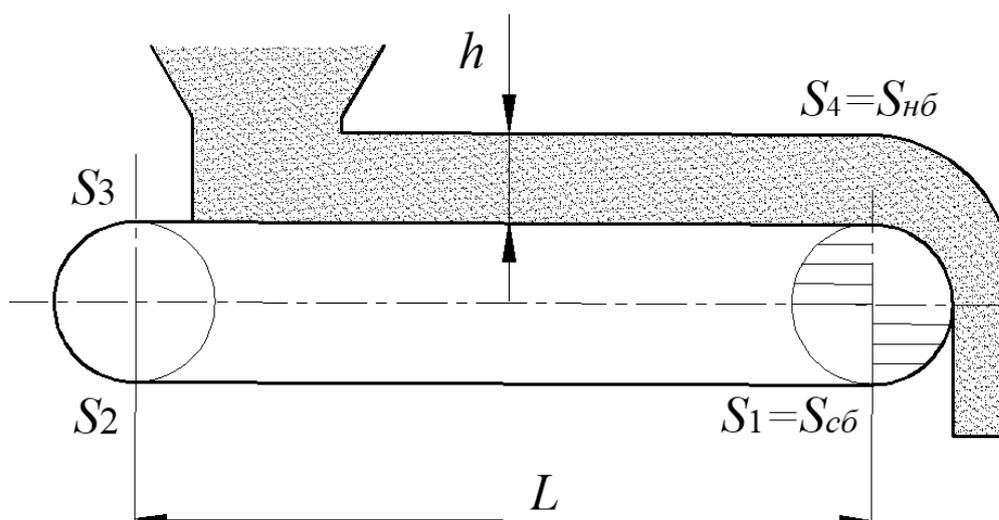


Рисунок 2.1 – Схема ленточного конвейера-питателя

Таблица 2.1 – Исходные данные

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Производительность Π , т/ч	200	140	150	160	170	180	190	130	220	240
Транспортируемый материал	Торф	Щебень	Глина влажная	Руда железная	Уголь каменный	Песок	Шлак	Зерно	Опилки древесные	Гравий

Привод транспортера с одним ведущим барабаном, угол обхвата которого $\alpha = 240^\circ$. Поверхность барабана футерована резиной.

Производительность транспортера

$$\Pi = 3600Fv_{mp}\rho, \quad (2.1)$$

где F – площадь сечения груза на ленте;

v_{mp} – скорость движения ленты;

ρ – плотность материала.

Погонная нагрузка от перемещаемого груза

$$q = \frac{\Pi g}{3600v_{mp}}. \quad (2.2)$$

Предварительно задавшись числом прокладок ленты i , вычисляем ее вес по формуле

$$q_{.l} = 1,1B(\delta i + h_1 + h_2)9,8, \quad (2.3)$$

где B – ширина конвейера;

δ – толщина прокладки, $\delta = 1,25$ мм;

h_1 – толщина верхней обкладки, $h_1 = 4$ мм;

h_2 – толщина нижней обкладки, $h_2 = 2$ мм;

1,1 – удельный вес ленты.

Методом обхода по контуру определяем натяжение ленты и сопротивление движению тягового органа.

Натяжение в набегающей ветви согласно формуле Эйлера

$$S_4 = S_{нб} = S_1 \cdot e \cdot f^\alpha, \quad (2.4)$$

где f – коэффициент трения по резине. При $\alpha = 240^\circ$ и $f = 0,4$ $e \cdot f^\alpha = 5,34$ (угол подставляется в радианах).

Натяжение цепи в точке 1

$$S_1 = S_{cб}. \quad (2.5)$$

Натяжение цепи в точке 2

$$S_2 = S_1 + q_n \cdot L \cdot \cos \beta \cdot \omega', \quad (2.6)$$

где ω' – коэффициент сопротивления движению ленты; по рекомендации ВНИИПТмаш принимаем $\omega' = 0,035$.

Натяжение в точке 3

$$S_3 = S_2 \cdot k, \quad (2.7)$$

где k – коэффициент увеличения натяжения ленты при огибании барабана, $k = 1,1$.

Натяжение в точке 4

$$S_4 = S_{нб} = S_3 + (q + q_n) \cdot L \cdot \cos \beta \cdot \omega'. \quad (2.8)$$

Число прокладок в ленте

$$i = \frac{S_{\max} \cdot n}{\sigma \cdot B}, \quad (2.9)$$

где n – число оборотов приводного барабана.

По справочной литературе принимаем ленту, записываем полные данные ленты, например, лента гладкая двухпрокладочная (прокладки из Б-820), $\sigma = 55$ МПа, высота выступов 15 мм, количество рядов выступов 3, шаг выступов 120 мм, угол наклона боковых рядов выступов к оси ленты 18° .

Определим минимально допустимый диаметр барабана:

$$D = ai, \quad (2.10)$$

где a – эмпирический коэффициент, $a = 80 \dots 125$ для ленты с прокладками из Б-820.

Диаметр натяжного барабана принимаем равным $D_n = D$.

Диаметр барабана с футеровкой

$$D_б = D + 2\Delta,$$

где Δ – толщина футеровки.

Число оборотов приводного барабана

$$n = \frac{60v}{\pi D_{\sigma}}. \quad (2.11)$$

Для транспортеров небольшой длины (не более 60 м) можно применять винтовые подпружиненные натяжные устройства, которые периодически подтягиваются. Тогда ход натяжного винтового устройства

$$L_n = 0,025L + 0,3. \quad (2.12)$$

Усилие от падающего потока, воспринимаемое лентой,

$$P_n = \frac{\Pi}{3600} \sqrt{2gh}, \quad (2.13)$$

где h – высота падения груза на ленту (см. рисунок 2.1).

Сила трения ленты о груз

$$W_{mp} = (P_n + G)f_2. \quad (2.14)$$

Тяговое усилие на приводном барабане

$$W_0 = S_4 - S_1 + 0,03(S_4 + S_1). \quad (2.15)$$

Расчетная мощность двигателя

$$N = 1,1 \frac{(W_{mp} + W_0)v}{g\eta}. \quad (2.16)$$

По расчетной мощности принимаем двигатель. Затем подбираем редуктор, передаточное число которого можно найти по формуле

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n}. \quad (2.17)$$

При необходимости определяем нужные значения передаточных чисел остальных звеньев привода питателя.

Статический момент на тормозном валу

$$T_{cm}^m = \frac{(W_{mp} + W_0)D_{\sigma}}{2u_u u_p} \eta. \quad (2.18)$$

Тормозной момент

$$T_T = k_T T_{cm}^m, \quad (2.19)$$

где k_T – коэффициент запаса торможения, $k_T = 1,5$.

По данному моменту принимаем тормоз.

Составляем кинематическую схему привода ленточного конвейера-питателя, например, как показано на рисунке 2.2.

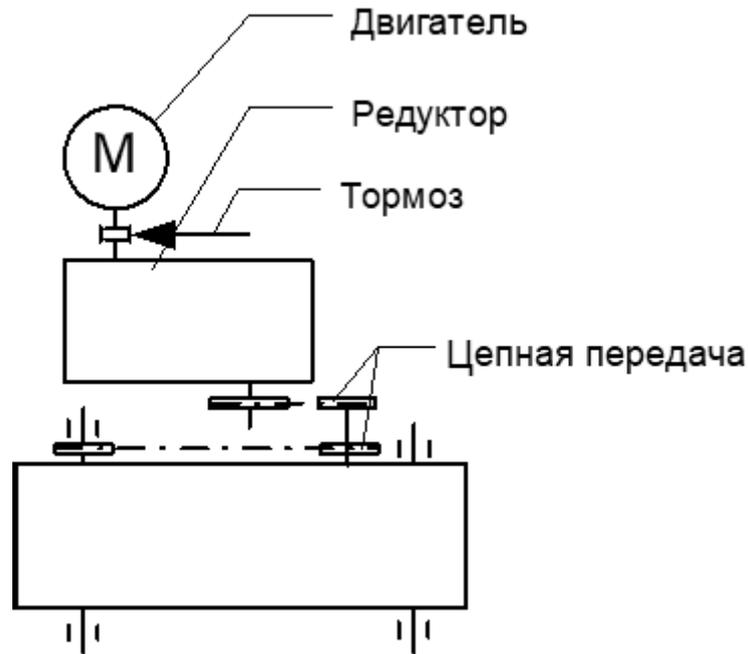


Рисунок 2.2 – Кинематическая схема привода ленточного конвейера-питателя

Контрольные вопросы

- 1 От чего зависит производительность ленточного конвейера?
- 2 Как устроен ленточный конвейер-питатель?
- 3 Назовите достоинства и недостатки ленточных конвейеров.
- 4 Как повысить тяговую способность привода ленточного конвейера?
- 5 Как определить мощность, необходимую для привода конвейера?

3 Практическое занятие № 3. Расчет пластинчатого конвейера

Цель работы: получить практические навыки по расчету и выбору основных узлов пластинчатых конвейеров.

Расчет пластинчатого конвейера. Расчетная схема пластинчатого конвейера приведена на рисунке 3.1. Исходные данные принимаются по таблице 3.1, вариант – задается преподавателем каждому студенту индивидуально. Недостающие параметры принимаются по справочной литературе.

Ширина настила

$$B = \sqrt{\frac{Q}{900v\rho K_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)} + \left[\frac{2h_{\delta}\psi}{K_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)} \right]^2} - \frac{2h_{\delta}\psi}{K_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)}, \quad (3.1)$$

где Q – производительность конвейера, т/ч;

v – скорость движения полотна, м/с;

ρ – плотность груза, т/м³;

h_{δ} – высота борта, м;

φ – угол естественного откоса груза в покое, град;

ψ – коэффициент, характеризующий степень использования высоты борта, $\psi = 0,65 \dots 0,8$;

K_{β} – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера, $K_{\beta} = 0,95$.

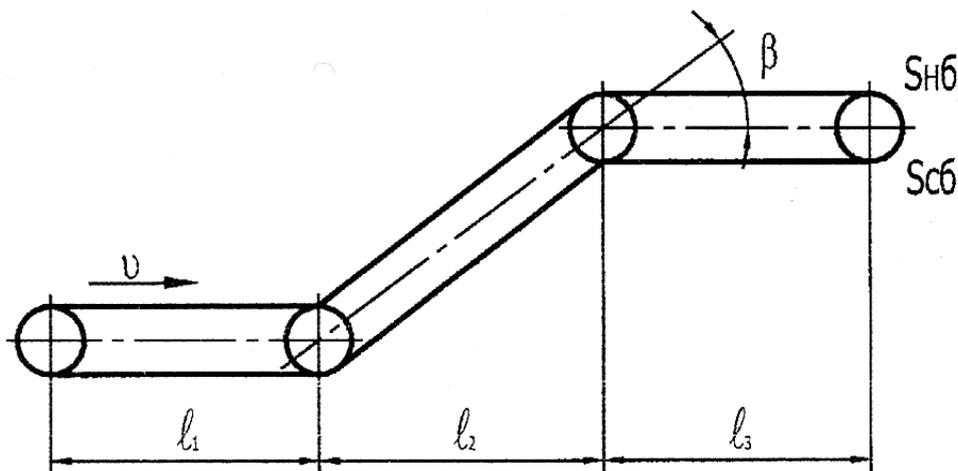


Рисунок 3.1 – Схема пластинчатого конвейера

Таблица 3.1 – Исходные данные

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Производительность Q , т/ч	200	140	150	160	170	180	190	130	220	240
Скорость движения настила v , м/с	0,09	0,1	0,14	0,2	0,24	0,3	0,4	0,5	0,6	0,44
Транспортируемый материал	Торф	Щебень	Глина влажная	Руда железная	Уголь каменный	Песок	Шлак	Зерно	Опилки древесные	Гравий

Полученное значение ширины настила округляем до стандартного. Дополнительно принятое значение ширины настила необходимо проверить на кусковатость.

$$B \geq (2,7a' + 200), \quad (3.2)$$

где a' – значение наибольшего размера куса транспортируемого материала.

Если условие не выполняется, следует принять большее значение ширины настила.

Максимальное натяжение цепей определяют по приближенной формуле

$$S_{\max} = 1,1 \left\{ S_0 + \omega \left[(q_z + q_0) L_B + q_0 L_H \right] + (q_z + q_0) H \right\}, \quad (3.3)$$

где S_0 – начальное натяжение цепей (обычно $S_0 = 1000 \dots 3000$ Н);

L_B – горизонтальная проекция полной длины загруженной ветви конвейера, м;

L_H – горизонтальная проекция полной длины незагруженной ветви, м;

q_0 – линейная нагрузка от ходовой части конвейера, Н/м;

q_z – линейная нагрузка от насыпного груза, Н/м;

ω – коэффициент сопротивления движению ходовой части на прямолинейных участках, $\omega = 0,11$ – для катков на подшипниках качения.

Для металлического настила линейная нагрузка от ходовой части

$$q_0 = 60B + A, \quad (3.4)$$

где A – эмпирический коэффициент, $A = 80$.

Линейная нагрузка от насыпного груза

$$q'_z = \frac{gQ}{3,6v}. \quad (3.5)$$

По полученному значению S_{\max} выбираем тяговые цепи.

Далее производят поверочный расчет, в котором выполняют подробные вычисления сил сопротивления движению на всех участках трассы на основе предварительного расчета.

Сопротивление на линейных горизонтальных участках:

– для загруженной ветви

$$W_{Г.В.} = (q_z + q_0)L_B\omega; \quad (3.6)$$

– для незагруженной ветви

$$W_{Г.Н.} = q_0L_H\omega. \quad (3.7)$$

Сопротивление на прямолинейных наклонных участках:

– для загруженной ветви

$$W_{Н.В.} = (q_z + q_0)(L_B\omega + H); \quad (3.8)$$

– для незагруженной ветви

$$W_{Н.Н.} = q_0(L_B\omega - H), \quad (3.9)$$

где ω – коэффициент сопротивления движению на прямолинейных участках, $\omega = 0,011$.

Общее тяговое усилие

$$P_{cm} = \sum W = W_{Г.В.} + W_{Г.Н.} + W_{Н.В.} + W_{Н.Н.}. \quad (3.10)$$

Наибольшее статическое натяжение тяговых цепей

$$S_{cm} = (S_o + \sum W)1,05, \quad (3.11)$$

где S_{cm} – статическое натяжение тяговых цепей, Н;

S_o – начальное натяжение цепей, Н.

Динамические нагрузки, возникающие от неравномерного движения цепей,

$$S_{дин} = \frac{3j_{\max}(q_0k_n + q_z)L}{g}, \quad (3.12)$$

где q_z и q_0 – линейные нагрузки от груза и ходовой части конвейера, Н/м;

k_n – коэффициент уменьшения приведенной массы ходовой части в зависимости от длины конвейера, $k_n = 1$ при $L > 60$ м;

j_{\max} – ускорение движущихся масс ходовой части и груза, возникающее из-за неравномерности движения цепей, м/с²;

$$j_{\max} = \frac{2\pi^2 v^2}{z^2 t_{\text{ц}}}, \quad (3.13)$$

где z – число зубьев звездочки;

$t_{\text{ц}}$ – шаг тяговой цепи, м;

v – скорость движения ходовой части, м/с.

Расчетное усилие одной цепи

$$S_{\text{расч}} = S_{\max}.$$

По величине $S_{\text{расч}}$, полученной поверочным расчетом, проверяют принятые цепи по условию

$$S_{\text{разр}} \geq S_{\text{расч}} k,$$

где $S_{\text{разр}}$ – разрушающая нагрузка одной цепи;

k – коэффициент запаса, для наклонных конвейеров $k = 8 \dots 10$.

$$S_{\max} = S_{\text{ст}} + S_{\text{дин}}; \quad (3.14)$$

$$S_{\text{расч}} = \frac{1,5 S_{\max}}{2}. \quad (3.15)$$

Выбираем цепь по ГОСТ 588–81. Выписываем значение разрушающей нагрузки, шаг и обозначение цепи t .

Мощность привода конвейера определяется по формуле

$$N_{\text{дв}} = \frac{QL_{\text{с}}\omega}{367}. \quad (3.16)$$

По данному значению принимаем электродвигатель.

Частота вращения приводной звездочки

$$n_{\text{зв}} = \frac{60v}{\pi D_{\text{зв}}}, \quad (3.17)$$

где $D_{\text{зв}}$ – диаметр приводной звездочки.

Передаточное отношение редуктора

$$u = \frac{n_{дв}}{n_{зв}}. \quad (3.18)$$

Принимаем редуктор.

Статический тормозной момент определяется для наклонных конвейеров (для предотвращения самопроизвольного обратного хода при выключенном электродвигателе).

$$M_{m.c.} = \frac{[q_c H - 0,7(P - q_c H)] D_{зв}}{2} \eta, \quad (3.19)$$

где H – высота наклонного участка, м;

P – окружное усилие, Н;

η – КПД привода;

$D_{зв}$ – диаметр начальной окружности звездочки, м.

Расчетный тормозной момент

$$M_{m.p.} = k_T M_{m.c.}, \quad (3.20)$$

где k_T – коэффициент запаса торможения, $k_T = 1,5 \dots 1,75$.

Ход натяжного устройства

$$l_{н.у.} = (1,6 \dots 20) t_{ц.}$$

Контрольные вопросы

- 1 Как устроен пластинчатый конвейер?
- 2 Какие достоинства и недостатки имеют пластинчатые конвейеры?
- 3 По каким параметрам осуществляется выбор тяговых цепей?
- 4 Для чего и в каких случаях в пластинчатых конвейерах используют стопорные устройства или тормоза?
- 5 От чего зависит выбор натяжного устройства пластинчатого конвейера?

4 Практическое занятие № 4. Тяговый расчет вилочного погрузчика

Цель работы: получить практические навыки тягового расчета вилочных погрузчиков.

Тяговый расчет вилочного погрузчика. Исходные данные принимаются по таблице 4.1, вариант – задается преподавателем каждому студенту индивидуально. Недостающие параметры принимаются по справочной литературе.

Таблица 4.1 – Исходные данные

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный вес груза Q_H , кг	300	500	700	1000	2000	2500	3200	5000	8000	10000
Максимальная скорость V_{\max} , км/ч	2,4	2	2,5	3	3,5	4	1,5	1	0,5	0,6
Коэффициент сопротивления качению φ	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
Величина уклона α , град	15	16	12	10	8	6	5	4	3	2

Для подбора внешней характеристики двигателя вначале определяется мощность N_{ev} , л. с., необходимая для обеспечения заданной максимальной скорости V_{\max} , км/ч, по дороге с заданным коэффициентом дорожного сопротивления.

$$N_{ev} = \left(\frac{(G_{II} + Q_H)\psi V_{\max}}{270} \right) \frac{1}{\eta_{mp}}, \quad (4.1)$$

где G_{II} – полный вес снаряженного погрузчика (принимается по аналогу);

Q_H – номинальный вес груза (по заданию), кг;

V_{\max} – максимальная скорость движения погрузчика (по заданию);

η_{mp} – КПД трансмиссии погрузчика, $\eta_{mp} = 0,85 \dots 0,95$;

ψ – суммарный коэффициент сопротивления качению,

$$\psi = (\varphi + \sin \alpha), \quad (4.2)$$

где φ – коэффициент сопротивления качению (по заданию);

α – величина уклона (по заданию).

В общем случае частота вращения коленчатого вала n_{\max} при максимальной скорости движения автомобиля не равна частоте вращения $n_N < n_{\max}$, соответствующей максимальной мощности двигателя, и, следовательно, $N_{ev} < N_{\max}$.

В тех случаях, когда $\frac{n_{\max}}{n_N} \neq 1$, максимальную мощность двигателя N_{\max} , л. с., можно найти, пользуясь эмпирической формулой

$$N_{\max} = \frac{N_{ev}}{a \left(\frac{n_{\max}}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_{\max}}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_{\max}}{n_N} \right)^3}, \quad (4.3)$$

где a, b, c – эмпирические коэффициенты.

Для бензиновых двигателей $a = 1; b = 1; c = 1$. Для четырехтактных дизелей $a = 0,53; b = 1,56; c = 1,09$. Максимальное значение частоты вращения коленчатого вала можно принять из диапазона (в зависимости от типа двигателя, установленного на аналоге):

- для бензиновых двигателей $n_{\max} = 3000 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$;
- для дизельных двигателей $n_{\max} = 2200 \dots 3000 \text{ мин}^{-1}$.

При расчетах можно принять соотношение $\frac{n_{\max}}{n_N} = 1,15 \dots 1,25$. Полученное значение должно удовлетворять условию $N_{\max} > N_{ev}$.

Если данное соотношение не выполняется, необходимо предусмотреть возможность пересмотра соотношения $\frac{n_{\max}}{n_N} = 1,15 \dots 1,25$.

В данном случае скорость, соответствующая максимальной мощности, будет равна

$$V_N = V_{\max} \frac{n_N}{n_{\max}}. \quad (4.4)$$

Координаты $(V_{\max}; N_{ev})$ и $(V_N; N_{\max})$ дают две первые точки графика $N_e = f(n_e)$.

Для получения других точек используют формулу

$$N_e = N_{\max} \left[a \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (4.5)$$

где N_e и n_e – текущие значения мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала соответственно.

Задаваясь такими значениями n_e , которые соответствуют значениям отношения $\frac{n_e}{n_{\max}} = 0,1; 0,2; 0,3; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6$ и т. д. до принятого соотношения $\frac{n_{\max}}{n_N}$, подставляемого в уравнение (4.2), подсчитываются величины соответствующей мощности N_e .

Затем определяем текущие значения крутящих моментов по формуле

$$M_e = 716,2 \frac{N_e}{n_e} \quad (4.6)$$

и строим график $M_e = f(n_e)$.

Контрольные вопросы

- 1 Для чего используются вилочные погрузчики?
- 2 Какие достоинства и недостатки имеют вилочные погрузчики?
- 3 По каким параметрам осуществляется выбор двигателя погрузчика?
- 4 Как определяется крутящий момент, развиваемый двигателем?
- 5 От чего зависит суммарный коэффициент сопротивления качению?

5 Практическое занятие № 5. Расчет основных параметров грузоподъемника вилочного погрузчика (электрокара)

Цель работы: получить практические навыки по выбору и расчету основных параметров грузоподъемника вилочного погрузчика (электрокара).

Расчет основных параметров грузоподъемника вилочного погрузчика (электрокара). Традиционно механизм грузоподъемника выполняют в виде двукратного скоростного полиспаста.

Наибольшее усилие подъема определяют при вертикальном положении грузоподъемника, максимально поднятых вилах с номинальным грузом, когда погрузчик стоит на уклоне с боковым креном до $\beta = 3^\circ$ (рисунок 5.1). Исходные данные для расчета представлены в таблице 5.1.

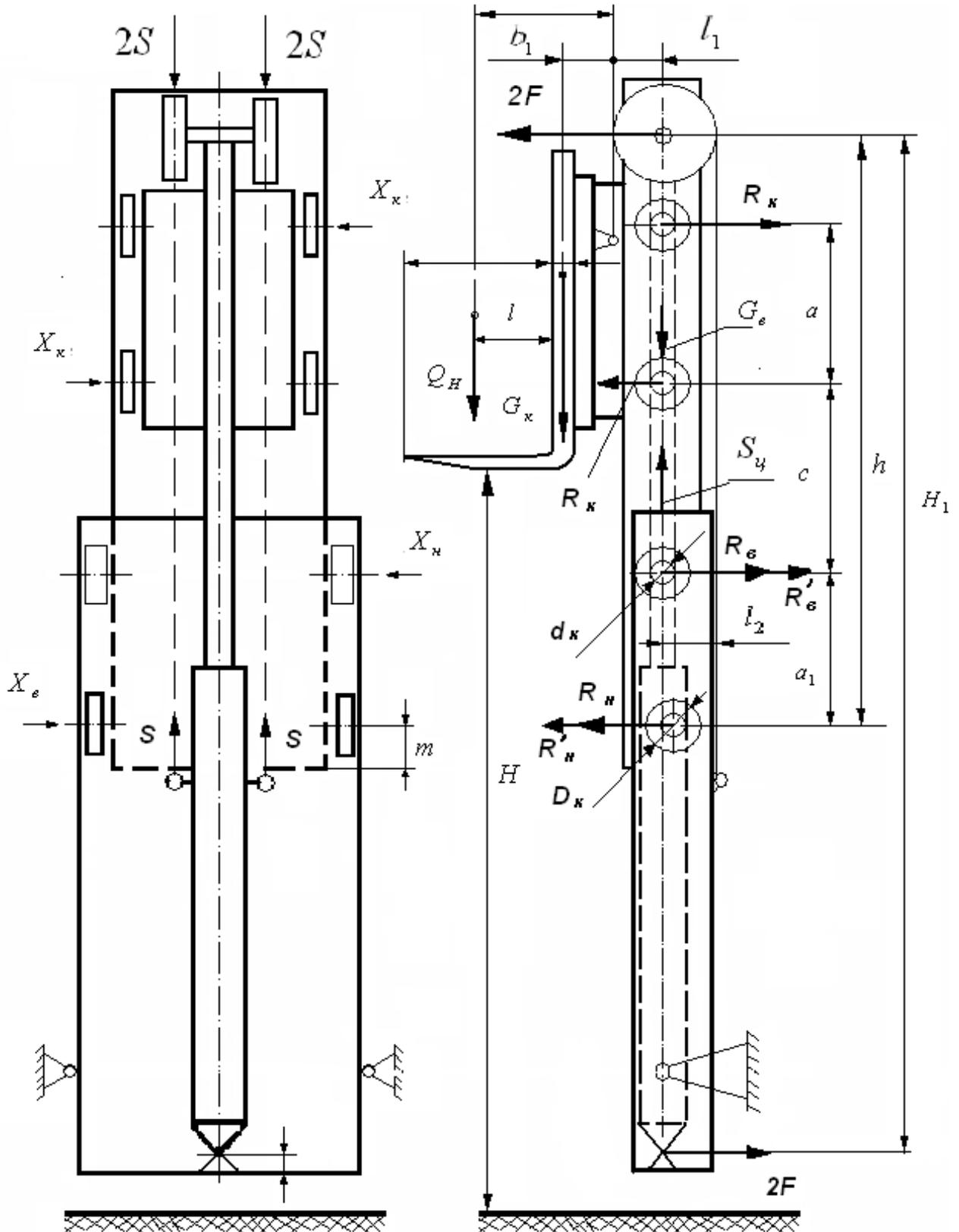


Рисунок 5.1 – Схема действия сил в механизме подъёма автопогрузчика

Таблица 5.1 – Данные для расчёта

Расчётные данные	Грузоподъёмность погрузчика (аналога), т					
	0,3...1,0	1,0...1,7	2,0...3,0	3,2...4,5	5,0...7,0	> 10
	Длина вил L , см					
	75	86	94	100	110	158
Расстояния, см						
от передней спинки вил до центра тяжести груза l	54	55	60	64	69	75
от центра тяжести груза до плоскости грузовых цепей b	54	60	66	69,5	76	89
от середины спинки вил до плоскости грузовых цепей b_1	6,5	7,5	8	9,5	10	12
от оси цилиндра до плоскости грузовых цепей l_1	7,5	8,5	9,5	12	14,5	17,5
от оси цилиндра до задней плоскости грузовых цепей l_2	5	6,5	8,5	11	13	16,5
между верхними и нижними основными катками у каретки по вертикали a	37	40	47,5	60	70	95
Диаметр основных катков D_k	8	9,8	11	11	13	18
Масса каретки с вилами m_k , кг	120	150	280	500	660	1180
Масса выдвижной рамы с плунжером цилиндра и траверсой, отнесённая к 1 м высоты грузоподъёмника, поднимаемых вместе с грузом, m , кг/м	40	60	70	120	135	300

При расчете примем следующие обозначения силы (измеренной в ньютонах) и линейные размеры (в метрах):

Q_H – вес груза (по заданию);

G_k , G_b – веса соответственно каретки с вилами и выдвижной рамы с плунжером цилиндра подъёма и траверсы с роликами;

S – усилие натяжения в одной ветви грузовых цепей;

H – высота подъёма груза;

l – расстояние от центра номинального груза до переднего фаса вил;

a, a_1 – расстояние по вертикали между основными катками каретки и верхним катком наружной и нижним катком выдвигной рамы соответственно;

c – расстояние по вертикали между нижним катком каретки и верхним катком наружной рамы;

D_k, d_k – наружный и внутренний диаметры основных катков (внутренний считается по беговой дорожке внутреннего кольца шарикоподшипника);

D'_k, d'_k – наружный и внутренний диаметры боковых катков каретки;

W_1 – сопротивление подъёму груза и подъёмной каретки с вилами;

W_2 – сопротивление подъёму выдвигной рамы с плунжером, траверсой и грузовыми цепями;

W_3 – сопротивление качению основных катков по направляющим;

W_4 – сопротивление качению боковых катков по направляющим.

Необходимое усилие подъёма по плунжеру определяется по формуле

$$S_y = W_1 + W_2 + W_3 + W_4. \quad (5.1)$$

Сопротивление подъёму груза, подъёмной каретки с вилами, выдвигной рамы с плунжером, траверсой и грузовыми цепями находится следующим образом:

$$W_1 + W_2 = \frac{2(Q_H + G_k)}{\eta_1 \eta_2} + \frac{G_g}{\eta_2}, \quad (5.2)$$

где η_1, η_2 – механические КПД цепной передачи (грузовые цепи перекинуты через ролики траверсы) и цилиндра, $\eta_1 \approx 0,98, \eta_2 \approx 0,96$.

Масса выдвигной рамы с плунжером определяется исходя из удельного веса и высоты подъема груза:

$$m_g = m l_g, \quad (5.3)$$

где m – масса выдвигной рамы с плунжером цилиндра и траверсой, отнесенная к 1 м высоты грузоподъёмника (для проектного расчёта можно брать по таблице 5.1), кг/м;

l_g – длина выдвигной рамы, м; $l_g = 0,5H + a_1 + D_k$.

При максимально поднятых вилах расстояние по вертикали между основными катками наружной и внутренней рам обычно принимают $a_1 > a$.

Реакции по основным каткам каретки R_k определяются из выражения

$$R_k = \frac{Q_H b + G_k b_1}{a}. \quad (5.4)$$

Реакции по основным каткам наружной R_n и внутренней R_g рам можно рассчитать из выражения

$$R_g = R_n = \frac{Q_n b + G_k b_1}{a_1}, \quad (5.5)$$

где b, b_1 – плечи приложения сил Q_n и G_k относительно оси передней ветви грузовых цепей (см. таблицу 5.1);

a_1 – расстояние между нижним катком выдвигной рамы и верхним катком выдвигной рамы, принимаем $a_1 = (1,1 \dots 1,25)a$.

Кроме указанных реакций по основным каткам, у рам возникают реакции R'_n и R'_g , вызываемые парой сил $2F$ от внецентренного закрепления концов грузовых цепей на корпусе цилиндра подъема относительно оси плунжера на плече l_2 (см. таблицу 5.1). В расчетах для упрощения можно принять, что $R'_n = R'_g$.

Пара сил определяется из выражения

$$2F = \frac{2Sl_2}{H_1}, \quad (5.6)$$

где S – усилие в одной ветви грузовых цепей;

H_1 – высота от шарового шарнира цилиндра подъема на нижней поперечине наружной рамы до оси роликов траверсы или выдвигной рамы, через которые перекинута грузовая цепь.

$$H_1 \approx H + a_1, \quad (5.7)$$

где H – наибольшая высота подъема.

При креплении концов грузовых цепей на специальной верхней поперечине у наружной рамы пара сил $2F$ будет больше при малых высотах подъема, но тогда будут меньше реакции по каткам R_n и R_g из-за большей a_1 . Поэтому исходным положением для расчёта принят случай подъема груза на полную высоту.

Усилие в одной ветви грузовой цепи

$$S = \frac{Q_n + G_1 + 2\omega(R_g + R_n)}{4\eta_1}, \quad (5.8)$$

где G_1 – вес каретки и выдвигной рамы в сумме;

ω – суммарный коэффициент сопротивления качению катков.

Общий коэффициент сопротивления качению катков:

$$\omega = \frac{1}{D_{\kappa}}(2f + \mu d_{\kappa}), \quad (5.9)$$

где f – коэффициент трения второго рода (плечо трения качения), $f \approx 0,004$;

μ – условный коэффициент трения, учитывающий качение шариков (роликов) по дорожке внутреннего кольца подшипника, $\mu = 0,015$;

D_{κ} – диаметр основных катков;

d_{κ} – диаметр оси катка, см.

Зная пару сил $2F$, можно определить реакцию по верхнему катку наружной рамы

$$R'_n = R'_g = \frac{Q_n b + G_{\kappa} b_1 + 2Fh}{a_1}, \quad (5.10)$$

где h – расстояние от оси нижнего катка выдвигной рамы до оси роликов для грузовых цепей на траверсе или верхней поперечине выдвигной рамы, $h = \frac{H}{2} + a_1$.

При подъёме груза возникают большие сопротивления от реакции по боковым каткам каретки и наружной и внутренней рам, когда погрузчик стоит на площадке с боковым креном до $\beta = 3^\circ$. Принимается, что боковые катки размещены в центре основных катков, т. е. как бы врезаны в них. Поэтому при малых соотношениях наружного диаметра катка R'_κ и его оси d'_κ сопротивления качению их по направляющим очень значительны.

Тогда сопротивление, вызываемое качением основных катков по направляющим,

$$W_3 = \frac{\omega(R'_g + R'_n)}{\eta_1 \eta_2} + \frac{\omega(R'_\kappa + R'_n)}{\eta_1 \eta_2} + \frac{2\omega R'_\kappa}{\eta_2}. \quad (5.11)$$

Сопротивление подъёму груза при качении боковых катков

$$W_4 = \omega_1(2X_\kappa + X_n + X_g), \quad (5.12)$$

где X_κ , X_n , X_g – реакции по боковым каткам соответственно каретки, наружной и внутренней рам;

ω_1 – общий коэффициент сопротивления качению боковых катков.

Реакция по боковым каткам

$$X_{\kappa} = 0,5(Q_{\text{н}} + G_{\kappa}) \sin \beta \quad (5.13)$$

и реакции по боковым каткам наружной и выдвигной рам

$$X_{\text{н}} = (Q_{\text{н}} + G_{\kappa}) \sin \beta \frac{0,5a + c + a_1}{a_1} + \frac{G_{\text{с}}(0,5l_{\text{с}} - m_1)}{a_1} \sin \beta; \quad (5.14)$$

$$X_{\text{н}} = (Q_{\text{н}} + G_{\kappa}) \sin \beta \frac{0,5a + c}{a_1} + \frac{G_{\text{с}}(0,5l_{\text{с}} - m_1 - a)}{a_1} \sin \beta, \quad (5.15)$$

где c – расстояние по высоте между нижним и верхним катком каретки и верхним у наружной рамы;

m_1 – расстояние от оси основного катка до конца выдвигной рамы, см.

Можно принять $c = \frac{H}{2} - a$ и $m_1 \approx 0,06 \text{ м}$.

Общий коэффициент сопротивления качению боковых катков

$$\omega_1 = \frac{1}{D'_{\kappa}} (2f + \mu d'_{\kappa}), \quad (5.16)$$

где D'_{κ} – наружный диаметр бокового катка, см; $D'_{\kappa} \approx 0,5D_{\kappa}$;

d'_{κ} – диаметр оси катка, см; $d'_{\kappa} \approx 0,6D'_{\kappa}$;

μ – коэффициент трения скольжения, $\mu = 0,1$.

Контрольные вопросы

- 1 Какую функцию выполняют грузоподъемники вилочных погрузчиков?
- 2 Какие сопротивления возникают при подъеме груза?
- 3 От чего зависит усилие в одной ветви грузовой цепи?
- 4 Как определяется общий коэффициент сопротивления качению катков?
- 5 Для чего предназначены основные и боковые катки каретки?

6 Практическое занятие № 6. Расчет транспортирующей трубы (шнекового конвейера)

Цель работы: получить практические навыки по расчету основных параметров транспортирующей трубы.

Расчет транспортирующей трубы (шнекового конвейера). Исходные данные принимаются по таблице 6.1, вариант – задается преподавателем каждому студенту индивидуально. Недостающие параметры принимаются по справочной литературе.

Таблица 6.1 – Исходные данные

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Производительность Q , т/ч	35	30	25	40	43	37	20	23	33	27
Длина L , м	20	18	16	14	12	12	20	18	16	14
Угол наклона конвейера β , град	10	8	6	4	2	0	1	3	5	7
Наружный диаметр шнека D , м	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,25	0,3	0,34	0,4	0,45
Диаметр вала шнека d , м	0,08	0,1	0,12	0,15	0,15	0,08	0,1	0,15	0,2	0,2
Частота вращения шнека n , с ⁻¹	0,5	0,4	0,6	1	1,2	1,1	0,8	0,7	0,3	0,9
Транспортируемый материал	Песок	Гравий	Щебень	Гипс	Известь	Цемент	Земля	Глина	Песок	Гипс

Характерная особенность горизонтальных и пологонаклонных винтовых транспортеров состоит в том, что угол поворота свободной поверхности слоя перемещаемого материала не превышает угол естественного откоса материала в движении.

$$Y_1 \leq Y \approx 0,7Y_0, \quad (6.1)$$

где Y_1 – угол поворота свободной поверхности слоя материала;

Y – угол естественного откоса материала в движении (таблица 6.2);

Y_0 – угол естественного откоса материала в покое.

Учитывая это положение, производительность шнекового конвейера определяют по формуле

$$Q = 3600 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} v_T \gamma c \psi, \quad (6.2)$$

где D – наружный диаметр шнека, м (рисунок 6.1);

d – диаметр вала шнека, м;

v_T – теоретическая скорость транспортирования материала вдоль корпуса шнека, м/с;

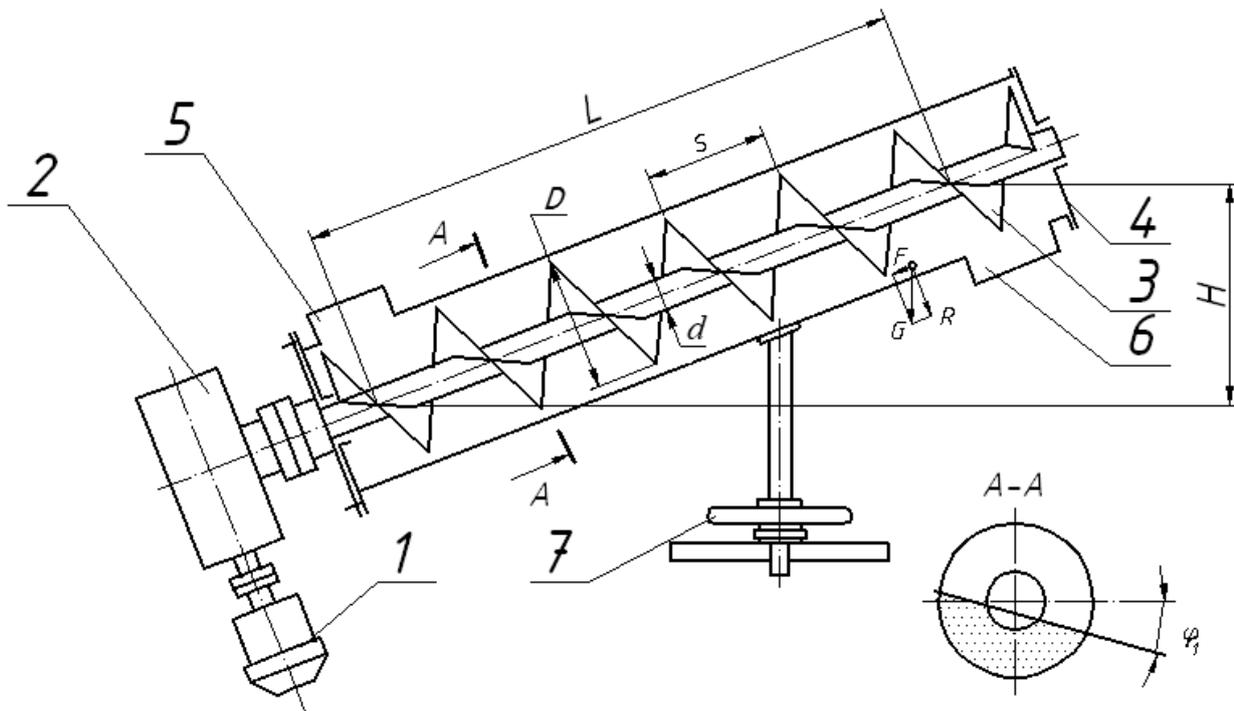
$$v_T = Sn; \quad (6.3)$$

n – частота вращения шнека, с⁻¹;

γ – насыпная плотность материала, т/м³;

c – коэффициент, учитывающий проскальзывание материала относительно шнека;

ψ – коэффициент заполнения корпуса питателя материалом, $\psi = 0,2 \dots 0,4$.



1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – шнек; 4 – корпус; 5 – загрузочный патрубок; 6 – разгрузочный патрубок; 7 – устройство для изменения угла наклона

Рисунок 6.1 – Кинематическая схема винтового питателя

В шнековых конвейерах материал перемещается поступательно, вдоль оси шнека, поэтому затраты мощности на преодоление сил трения и перемещения материала у горизонтальных и пологонаклонных питателей меньше, чем у вертикальных и крутонаклонных.

Силу тяжести материала, находящегося в корпусе шнека, определяют по формуле

$$G = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \gamma \psi L g, \quad (6.4)$$

где L – путь транспортирования материала, м;
 g – ускорение силы трения, м/с².

Таблица 6.2 – Углы естественного откоса для различных материалов

Материал	Угол естественного откоса	Угол внутреннего трения	Коэффициент трения материала о корпус питателя	Насыпная плотность материала, т/м ³
Песок	30...35	32	0,4	1,65
Гравий	40...45	40...45	0,8...1,0	1,5...1,9
Щебень	40...45	40...45	0,63	1,8...2,0
Гипс	30...35	–	0,65	1,4
Известь	45...50	45...50	–	1,7...1,8
Цемент	30...40	30...40	0,65	1,3...1,6
Земля	30...40	35...40	0,9...1,0	1,2...1,4
Глина	40...45	40...45	0,7...0,9	1,0...1,5

Нормальная и осевая составляющая силы тяжести материала

$$R = G \cos \beta; \quad P = G \sin \beta, \quad (6.5)$$

где β – угол установки питателя к горизонту.

Силу трения материала о корпус шнека рассчитывают по формуле

$$T = R f. \quad (6.6)$$

Продольные силы, действующие на шнек,

$$P + T = \frac{\pi(D^2 - d^2) \gamma (H + L \cos \beta f) g}{4}, \quad (6.7)$$

где H – высота подъема материала, м;

f – коэффициент трения материала о корпус питателя (см. таблицу 6.2).

Мощность двигателя привода шнекового конвейера определяют по формуле

$$N = \frac{k(P + T) D_0 n \operatorname{tg}(\alpha_0 + \delta)}{2 \cdot 1000 r_{\text{ПР}}}, \quad (6.8)$$

где k – коэффициент, учитывающий сопротивление при движении материала

внутри корпуса (попадание материала между шнеком и корпусом, частота обработки шнека и др.), $k = 3,5 \dots 4$;

D_0 – средний диаметр шнека, м; $D_0 = \frac{2}{3}D$;

α_0 – угол подъема винтовой линии шнека на диаметр (рисунок 6.2);

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{S}{\pi D_0} = \frac{3S}{2\pi D_0}; \quad (6.9)$$

S – шаг шнека, м;

δ – угол трения материала о шнек;

$r_{\text{пр}}$ – КПД привода шнекового питателя, $r_{\text{пр}} = 0,6 \dots 0,85$.

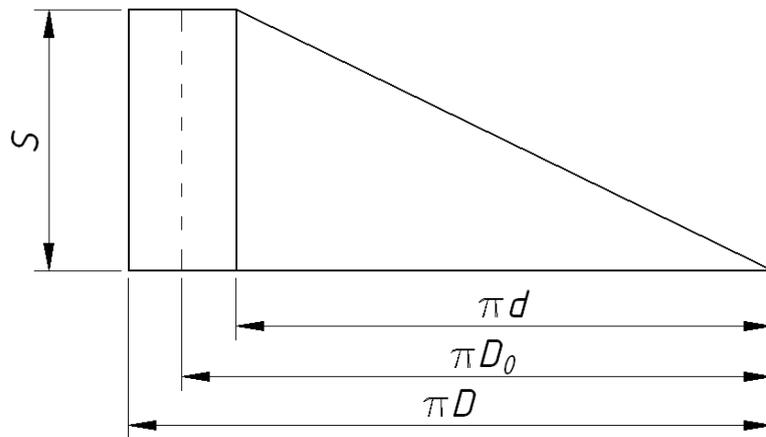


Рисунок 6.2 – Схема определения угла подъема винтовой линии шнека

Контрольные вопросы

- 1 Для чего используются транспортирующие трубы?
- 2 Какие достоинства и недостатки имеют шнековые конвейеры?
- 3 По каким параметрам осуществляется выбор двигателя шнекового конвейера?
- 4 Как определяется угол подъема винтовой линии шнека?
- 5 От чего зависит производительность шнекового конвейера?

7 Практическое занятие № 7. Расчет вибрационных конвейеров

Цель работы: получить практические навыки по расчету основных параметров вибрационных конвейеров.

Расчет вибрационных конвейеров. Исходные данные принимаются по таблице 7.1, вариант – задается преподавателем каждому студенту индивидуально. Недостающие параметры принимаются по справочной литературе.

Таблица 7.1 – Исходные данные

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Производительность Q , т/ч	35	30	25	40	43	37	20	23	33	27
Длина L , м	20	18	16	14	12	12	20	18	16	14
Высота подъема груза H , м	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
Транспортируемый материал	Песок	Гравий	Щебень	Гипс	Известь	Цемент	Земля	Глина	Песок	Гипс

При колебательном движении наклонной плоскости (рисунок 7.1) под углом α с ускорением $j_{ж}$, направленном под углом β , частица груза, лежащая на этой плоскости, будет перемещаться вдоль данной плоскости.

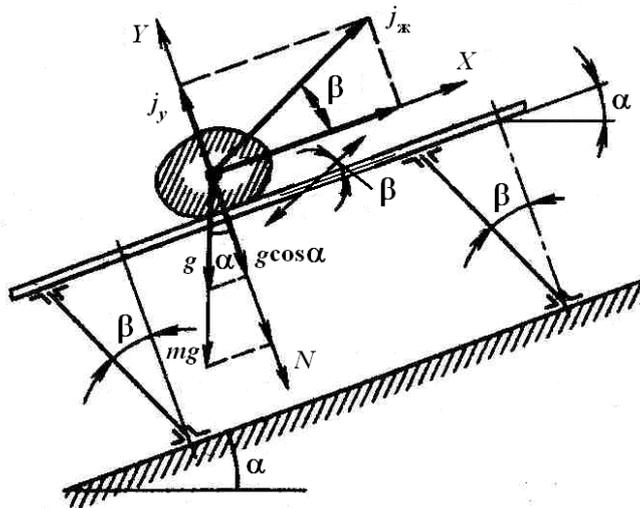


Рисунок 7.1 – Схема к расчету силы давления груза на желоб

При этом нормальное давление N частицы груза на плоскость (дно трубы или желоба)

$$N = mg \cos \alpha \pm m j_y, \quad (7.1)$$

где $mg\cos\alpha$ – нормальная составляющая веса груза;

mj_y – вертикальная составляющая силы инерции.

Составляющая силы инерции, которая отрывает груз, направлена по оси y :

$$j_y = -j_{xc}\sin\beta = -a\omega^2\sin\varphi\sin\beta, \quad (7.2)$$

а давление груза на плоскость

$$N = m(g\cos\alpha - a\omega^2\sin\varphi\sin\beta), \quad (7.3)$$

где m – масса частицы;

a – амплитуда колебаний системы;

φ – фазовый угол колебаний, $\varphi = \omega t$;

α – угол направления колебаний;

β – угол наклона конвейера.

При $g\cos\alpha > a\omega^2\sin\varphi\sin\beta$ сила давления груза на плоскость направлена вниз и является положительной (груз находится на дне желоба).

При $g\cos\alpha < a\omega^2\sin\varphi\sin\beta$ сила давления направлена вверх, и груз стремится оторваться от плоскости. Угол φ изменяется от 0 до 360° , тогда $\sin\varphi = 1$ при $\varphi = \pi/2 = 90^\circ$.

Характер движения груза на вибрационном конвейере определяется коэффициентом режима работы Γ .

Коэффициент режима работы качающегося (колебательного) конвейера

$$\Gamma = \frac{a\omega^2\sin\beta}{g\cos\alpha}. \quad (7.4)$$

Для горизонтального конвейера $\cos\alpha = \cos 0^\circ = 1$, поэтому

$$\Gamma = \frac{a\omega^2\sin\beta}{g}. \quad (7.5)$$

Коэффициент Γ характеризует динамический режим работы качающегося конвейера и характер движения частиц груза:

– при $\Gamma < 1$ груз лежит на колеблющейся плоскости и перемещается не отрываясь от нее (режим инерционных конвейеров);

– при $\Gamma > 1$ груз отрывается от колеблющейся плоскости и перемещается микробросками (режим вибрационных конвейеров);

– при $\Gamma = 1$ имеют место граничные условия.

При выполнении условия $1 < \Gamma \leq 3,3$ движение частицы груза является оптимальным и состоит из нескольких этапов, выполняемых в различные промежутки времени одного периода колебаний плоскости.

Наиболее эффективным является движение частиц груза без скольжения, перемешивания, обратного движения, препятствующих рациональному перемещению.

Рекомендуемые амплитуды a и частоты колебаний ω вибрационных конвейеров приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Рекомендуемые значения амплитуды a и частоты колебаний ω вибрационных конвейеров

Тип привода	$\omega, \text{с}^{-1}$	$a, \text{мм, для грузов}$	
		пылевидных и порошкообразных	кусковых
Электромагнитный	300	1,2...2,0	0,75...1,0
Центробежный одинарный	280...150	1,2...3,0	0,8...2,5
Центробежный сдвоенный	150...100	2...4	2...3
Эксцентрикковый	80...45	5... 15	4...8

Частоту колебаний можно определить по формуле

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (7.6)$$

где n – частота вращения приводного вала конвейера, мин^{-1} .

Соотношение между величинами в правой части уравнения (7.3) характеризует давление груза на плоскость.

При

$$g \cos \beta > a \omega^2 \sin \varphi \sin \alpha \quad (7.7)$$

суммарное давление направлено вниз, груз находится на дне желоба. При обратном соотношении груз стремится оторваться от дна. Угол φ меняется от 0 до 360° , а величина $\sin \varphi$ имеет максимальное значение при $\varphi = 90^\circ$.

Скорость транспортирования груза на виброконвейере определяют по формуле Баумана

$$v = (k_1 \pm k_2 \sin \alpha) a \omega \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}}, \quad (7.8)$$

где k_1 и k_2 – эмпирические коэффициенты, зависящие от физико-механических свойств груза (таблица 7.3).

Как видно из таблицы, коэффициенты k_1 и k_2 зависят в основном от крупности частиц.

Знак « $-$ » перед коэффициентом k_2 в формуле (7.8) ставят при работе конвейера на подъем груза, знак « $+$ » – на спуск.

Для горизонтального конвейера

$$v = k_1 a \omega \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}}. \quad (7.9)$$

Таблица 7.3 – Значения эмпирических коэффициентов k_1 и k_2

Крупность частиц транспортируемого груза, мм	Коэффициент	
	k_1	k_2
5...200	0,9...1,1	1,5...2,0
0,5...5	0,8...1,0	1,6...2,5
0,1...0,5	0,4...0,5	1,8...3,0
Менее 0,1	0,2...0,5	2,0...5,0

Производительность конвейера

$$Q_p = 3600 F_0 \psi \rho v, \quad (7.10)$$

где F_0 – площадь сечения желоба, м²;

ψ – коэффициент заполнения желоба (для открытого желоба $\psi = 0,6...0,9$, для труб $\psi = 0,5...0,6$).

Мощность привода короткого ($L < 10$ м) виброконвейера

$$N = \frac{C Q_p}{10^3 \eta_0} \left(k_3 L + \frac{H}{0,367} \right), \quad (7.11)$$

длинного ($L > 10$ м) –

$$N = \frac{C Q_p}{10^3 \eta_0} \left(10 k_3 + (L - 10) k_4 + \frac{H}{0,367} \right), \quad (7.12)$$

где C – коэффициент транспортабельности груза (для зернистых и кусковых грузов $C = 1$, для порошкообразных $C = 1,5$, для пылевидных $C = 2$);

η_0 – КПД механизма привода, $\eta_0 = 0,95...0,97$;

H – высота подъема груза (при наклонном транспортировании), м;

k_3 и k_4 – коэффициенты удельной затраты мощности при транспортировании 1 т груза на длину 1 м, Вт (таблица 7.4).

Таблица 7.4 – Значения коэффициентов k_3 и k_4

Конструкция конвейера	Расчетная производительность, т/ч	Коэффициент, Вт/(т·м)	
		k_3	k_4
Подвесные, одномассные	5...50	6...7	–
	Более 50	5...5,5	–
Опорные, одномассные	5...50	7...10	5...6
	Более 50	5...6	3,5...4

Контрольные вопросы

- 1 Для чего используются вибрационные конвейера?
- 2 Какие достоинства и недостатки имеют вибрационные конвейеры?
- 3 По каким параметрам осуществляется выбор двигателя вибрационного конвейера?
- 4 Как определяется скорость транспортирования груза на виброконвейере?
- 5 От чего зависит производительность вибрационного конвейера?

8 Практическое занятие № 8. Расчет гидро- и пневмотранспортных установок. Расчет пневмотранспортных установок

Цель работы: получить практические навыки по расчету основных параметров пневмотранспортных установок.

Расчет пневмотранспортных установок. Исходные данные принимаются по таблице 8.1, вариант – задается преподавателем каждому студенту индивидуально. Недостающие параметры принимаются по справочной литературе.

Таблица 8.1 – Исходные данные

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Производительность Q , т/ч	10	20	25	30	35	40	45	15	50	55
Длина L , м	20	15	25	10	12	30	20	25	10	15
Высота подъема груза H , м	1	2	3	4	5	10	2	5	4	8
Транспортируемый материал	Угольная ПЫЛЬ	Зерно	Песок	Гипс	Известь	Цемент	Угольная ПЫЛЬ	Зерно	Песок	Гипс

При выборе пневмотранспортной установки заданной производительности необходимо знать коэффициент массовой концентрации смеси воздуха с перемещаемым грузом μ , скорость движения аэросмеси v , необходимое количество воздуха $v_в$, диаметры рабочих и воздушных трубопроводов, мощность двигателя вакуум-насоса или компрессора.

Производительность пневмотранспортной установки P , т/ч, определяется по формуле

$$P = 3,6 v_в \mu \gamma_в, \quad (8.1)$$

где $v_в$ – расход воздуха, м³/с;

μ – коэффициент массовой концентрации смеси, равный отношению массы перемещаемого в единицу времени груза к массе расходуемого за то же время воздуха (цемент, угольная пыль – 20...100, зерно – 3...25, песок – 3...20). Зависит от расстояния перемещения, высоты подъема, степени слеживаемости, влажности, склонности к аэрированию и др.;

$\gamma_в$ – объемная масса воздуха: в нормальных условиях – 1,29 кг/м³, для всасывающих установок $\gamma_в = 0,8...0,95$ кг/м³, для нагнетательных $\gamma_в = 1,6... 2,0$ кг/м³.

Расход воздуха в трубопроводе

$$v_в = \kappa_n \frac{\pi D^2}{4} v_p, \quad (8.2)$$

где κ_n – коэффициент, учитывающий потери воздуха через неплотности в трубопроводе и др., $\kappa_n = 1,1...1,15$;

D – внутренний диаметр трубопровода, м;

v_p – рабочая скорость воздуха (аэросмеси), м/с;

$$v_p = \kappa (10,5 + 0,57) v_{вит}, \quad (8.3)$$

где κ – коэффициент запаса, $\kappa = 1,5$;

$v_{вит}$ – скорость витания однородного сыпучего груза, м/с;

$$v_{вит} = \kappa_\phi 5,33 \sqrt{d \frac{\gamma_г}{\gamma_в}}, \quad (8.4)$$

где κ_ϕ – коэффициент, зависящий от формы частицы груза (шар – 1,0; округлая форма – 0,67; овальная – 0,57; пластинчатая – 0,45);

d – диаметр шара, равновеликого объему частицы груза, м;

$\gamma_г$ – объемная масса груза, кг/м³.

Подставив в формулу определения производительности значение $v_в$, найдем диаметр трубопровода, мм, следующим образом:

$$D = \sqrt{\frac{\Pi}{0,9K_n \pi v_p \mu \gamma_\epsilon}}. \quad (8.5)$$

Диаметр трубопровода принимается в пределах 75...300 мм в соответствии с ближайшими большими по стандарту.

После этого определяются необходимые перепады давления по трассе:

$$\Sigma H = 1,25(H_\epsilon + H_m + H_n + H_{жс} + H_p + H_\phi), \quad (8.6)$$

где 1,25 – коэффициент неучтенных потерь;

H_ϵ – разряжение (необходимый вакуум) у сопла всасывающей установки или потери при вводе материала в трубопровод;

H_m – потери на перемещение груза и воздуха по трубопроводу диаметром D на горизонтальное расстояние l , м, и высоту h , м;

H_n – потери на вертикальный подъем груза и воздуха;

$H_{жс}$ – средние потери в колене или отводе;

H_p – потери на разгрузателе, принимают $H_p = 2$ кПа;

H_ϕ – потери в фильтре, принимают $H_\phi = 1$ кПа.

Разряжение (необходимый вакуум) у сопла всасывающей установки или потери при вводе материала в трубопровод

$$H_\epsilon = 0,613v_p^2(10 + 0,5\mu). \quad (8.7)$$

Потери на перемещение груза и воздуха по трубопроводу

$$H_m = 0,613v_p^2 \frac{l+h}{D}(1 + K\mu) \left(0,0125 + \frac{0,0011}{D} \right), \quad (8.8)$$

где K – коэффициент, зависящий от скорости. Его принимают равным 0,46; 0,33; 0,24 при v_p соответственно 15, 20 и 25 м/с.

Потери на вертикальный подъем груза и воздуха

$$H_n = 12,2h(1 + \mu). \quad (8.9)$$

Средние потери в колене или отводе

$$H_{жс} = 0,157v_\epsilon v_p^2. \quad (8.10)$$

Необходимая мощность привода воздушного насоса

$$N = \frac{\Sigma H V_B}{1000 \eta_{\epsilon m} \eta_{np}}, \quad (8.11)$$

где $\eta_{\text{вм}}$ и $\eta_{\text{пр}}$ – коэффициенты полезного действия воздуходувной машины и ее привода.

Контрольные вопросы

- 1 Для чего используются пневмотранспортные установки?
- 2 Какие достоинства и недостатки имеют пневмотранспортные установки?
- 3 От чего зависит суммарный перепад давления на трассе?
- 4 Как определяется диаметр трубопровода?
- 5 Как определяется расход воздуха в трубопроводе?

9 Практическое занятие № 9. Расчет гидро- и пневмотранспортных установок. Расчет гидротранспортных установок

Цель работы: получить практические навыки по расчету основных параметров гидротранспортных установок.

Расчет гидротранспортных установок. Исходные данные принимаются по таблице 9.1, вариант – задается преподавателем каждому студенту индивидуально. Недостающие параметры принимаются по справочной литературе.

Таблица 9.1 – Исходные данные

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Производительность Q , т/ч	10	20	25	30	35	40	45	15	50	55
Длина L , м	20	15	25	10	12	30	20	25	10	15
Высота подъема груза H , м	1	2	3	4	5	8	2	5	4	6
Транспортируемый материал	Песок крупнозернистый	Песок мелкозернистый	Гравий	Щебень	Уголь	Руда	Песок крупнозернистый	Щебень	Уголь	Песок мелкозернистый

Для установок требуется определить: скорость движения пульпы; диаметр трубопровода; расход воды; величину давления; производительность насоса; мощность двигателя. В самотечных установках определяются размеры желоба и уклон.

Производительность гидротранспортной установки
– для пульпы ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$P_o = 3600 \pi D^2 v / 4; \quad (9.1)$$

– для груза (т/ч)

$$P_z = 3600 \pi D^2 v m_{об} \gamma_r / 4, \quad (9.2)$$

где D – диаметр трубопровода, м;

v – скорость движения смеси, м/с;

$m_{об}$ – объемная концентрация пульпы, $m_{об} = 0,14 \dots 0,25$;

γ_z – объемная масса груза, $\text{т}/\text{м}^3$.

Скорость движения смеси v должна быть равна

$$v = (1,1 \dots 1,2) v_{кр}, \quad (9.3)$$

где $v_{кр}$ – критическая скорость, ниже которой осаживается груз в трубопроводе, м/с.

Критическая скорость для пылевидных и порошковых грузов с размером частиц $a < 0,2$ мм

$$v_{кр} = n'_k \sqrt{agD}; \quad (9.4)$$

для зернистых и кусковых грузов

$$v_{кр} = C_1 \sqrt{f_s a_z g m_{об} D}, \quad (9.5)$$

где n'_k – эмпирический коэффициент, равный $0,1 \dots 1,5$;

g – ускорение свободного падения;

C_1 – эмпирический коэффициент, равный $8,5 \dots 9,5$;

f_s – коэффициент трения груза о стенки трубы;

$$a_z = \frac{\gamma_z - \gamma_o}{\gamma_o}, \quad (9.6)$$

где γ_o – плотность воды, $\text{т}/\text{м}^3$.

При диаметре трубопровода от 200 до 600 мм $v_{кр}$ изменяется для различных грузов: мелкозернистый песок – $2,1 \dots 3,2$ м/с; крупнозернистый песок – $2,6 \dots 3,6$ м/с; гравий, щебень – $3,4 \dots 5,0$ м/с; уголь – $1,27 \dots 2,8$ м/с; руда – $0,87 \dots 2,44$ м/с.

Диаметр трубопровода D , м, определяется по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4\Pi}{3600v\pi}}. \quad (9.7)$$

Расход пульпы

$$V = \Pi_o;$$

$$V = \frac{\Pi_z}{\gamma_z m_{об}}. \quad (9.8)$$

Необходимое давление воды

$$P = 1,05 (\sum P_{z.y.} + \sum P_{в.y.}), \quad (9.9)$$

где 1,05 – коэффициент, учитывающий местные сопротивления (повороты и др.);

$\sum P_{z.y.}$ – сумма потерь давления на горизонтальных участках;

$\sum P_{в.y.}$ – сумма потерь давления на вертикальных участках.

Потери давления на горизонтальном участке

$$P_{z.y.} = L \left(0,015 + \frac{0,0009}{\sqrt{vD}} \right) \frac{v^2 \gamma_n}{D}, \quad (9.10)$$

где L – длина участка, м;

γ_n – плотность пульпы, кг/м³;

$$\gamma_n = \frac{\gamma_o V_o + \Pi_z}{V_o + \frac{\Pi_z}{\gamma_z}}, \quad (9.11)$$

где V_o – расход воды, м³/ч;

$$V_o = \frac{V - \Pi_z}{\gamma_z}. \quad (9.12)$$

Потери давления на вертикальном участке

$$P_{в.y.} = \pm L_v g \gamma_n, \quad (9.13)$$

где L_v – длина вертикального участка, м; знак « + » ставят при подъеме груза, а « - » при спуске.

По полученным расчетным значениям P , V выбирают пульпонасос.
Мощность пульпонасоса

$$P' = \frac{PV}{3600\eta}, \quad (9.14)$$

где η – КПД насосной установки, $\eta = 0,38 \dots 0,6$.

Контрольные вопросы

- 1 Для чего используются гидротранспортные установки?
- 2 Какие достоинства и недостатки имеют гидротранспортные установки?
- 3 От чего зависят суммарные потери давления на трассе?
- 4 Как определяется мощность пульпонасоса?
- 5 От чего зависит диаметр трубопровода?

Список литературы

- 1 **Ромакин, Н. Е.** Машины непрерывного транспорта: учебное пособие / Н. Е. Ромакин. – Москва: Академия, 2008. – 432 с.
- 2 **Александров, М. П.** Подъемно-транспортные машины: учебник / М. П. Александров. – Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана; Высшая школа, 2000. – 522 с.
- 3 **Спиваковский, А. О.** Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – Москва: Машиностроение, 1983. – 504 с.
- 4 Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко [и др.]. – Киев: Вища школа, 1978. – 576 с.
- 5 **Александров, М. П.** Подъемно-транспортные машины: учебник для вузов / М. П. Александров. – Москва: Высшая школа, 1972. – 214 с.