

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Горные машины»

МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ ПО КУРСУ
ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ
И ПОДЪЕМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Минск
БНТУ
2015

УДК 622.002.001:

ББК

Г 69

Составители:

Н.И. Березовский, А.В. Нагорский, Г.И. Лютко, Л.Т. Михальков

Рецензенты:

С.Г. Оника, П.П. Капуста

В методических указаниях изложены основные расчеты ленточных и винтовых конвейеров, широко применяемых как на открытых горных разработках, так и на заводах по переработке полезных ископаемых.

Пособие предназначено для практических занятий со студентами специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование», 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства» и 1-51 02 01 «Разработка месторождений полезных ископаемых».

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
I. Винтовые конвейеры	4
1 Выбор типа транспортирующих машин	4
2 Основные свойства насыпных грузов	4
3 Расчет винтового конвейера	7
II. Ленточные конвейеры	13
1. Параметры конвейеров	13
2. Схема трассы	13
3. Определение теоретической производительности конвейеров	14
4. Определение ширины ленты	14
5. Определение параметров роlikоопор	16
6. Определение параметров резинотканевой ленты	17
7. Определение распределенных масс	17
8. Выбор коэффициента сопротивлений движению и определение сопротивления в пункте загрузки	18
9. Тяговый расчет ленточного конвейера	20
10. Определение необходимого угла обхвата лентой приводного барабана	24
11. Выбор параметров приводного и натяжного барабана	24
12. Расчет привода	25
13 Расчет натяжных устройства	26
14. Проверка конвейера на самоторможение	27
15. Расчет вала приводного барабана	28
16. Расчет оси натяжного барабана	32
17. Расчет подшипников вала и оси	35
Литература	37
Приложение	38

Введение

Одним из прогрессивных видов основного транспорта, применяемого при подземном и открытом способах разработки месторождений полезных ископаемых, является конвейерный транспорт (доставочные забойные и перегрузочные штрековые скребковые конвейеры, доставочные штрековые ленточные конвейеры).

Ленточные конвейеры предназначены для частичной или комплексной механизации основных и вспомогательных процессов горного производства как на подземных, так и на открытых горных работах. Они позволяют повысить производительность труда, снизить себестоимость добычи полезных ископаемых, освободить горного рабочего от тяжелых и трудоемких операций, повысить механо- и энерговооруженность его труда.

Шнековые конвейеры предназначены для транспортирования сыпучих, мелкокусковых, вязких и тестообразных материалов на расстоянии до 30-40 м. Они состоят из винта с опорами в качестве рабочего органа, желоба, загрузочного и разгрузочного устройств. Привод винта осуществляется от электродвигателя через редуктор. Винты по конструкции бывают:

- а) сплошные – для перемещения несслеживающихся мелкозернистых и порошковообразных грузов;
- б) ленточные – для транспортирования мелкокусковых грузов;
- в) фигурные и лопастные – для транспортирования тестообразных грузов с одновременным интенсивным перемешиванием груза;

По направлению вращения винты бывают: правыми (обычные) и левыми. Вал винта располагается в концевых и промежуточных подшипниках. Расстояние между опорами вала принимается не более 2,5-3 м.

Данные учебно-методического указания составлены в помощь студентам при выполнении курсовых проектов, темой которых является расчет транспортных машин.

Методические указания содержат расчет ленточных и винтовых конвейеров. Расчетные соотношения, приведенные в тексте, взяты из литературы [1-6].

I. Винтовые конвейеры

1. Выбор типа транспортирующей машины

Выбор типа транспортирующей машины зависит от свойств перемещаемых грузов, заданной производительности, схемы и размеров трассы транспортирования.

Конвейеры состоят из тягового и несущего органов с поддерживающими и направляющими элементами, ведущего (приводного) и ведомого барабанов, натяжного устройства, загрузочного и разгрузочного устройств и рамы. В ленточном конвейере тяговый орган выполняет функцию несущего органа.

Привод наиболее часто осуществляется от электродвигателя через редуктор.

При необходимости в приводе имеется и тормозное устройство (тормоз или останов). Конвейеры комплектуются из стандартных или нормализованных узлов и деталей.

Расчет конвейера состоит в определении его основных параметров; выборе и расчете рабочего органа; определении мощности и выборе двигателя.

2. Основные свойства насыпных грузов

Основными свойствами насыпных грузов являются:

- гранулометрический состав (кусковатость),
- влажность,
- насыпная плотность,
- угол естественного откоса,
- абразивность,
- слеживаемость.

Гранулометрическим составом называется количественное распределение частиц вещества по крупности.

Коэффициент однородности размеров частиц вещества:

$$R_0 = \frac{a_{\max}}{a_{\min}}; \quad (1.1)$$

где a_{\max} - наибольший размер куска;

a_{\min} - наименьший размер куска.

При $K_0 > 2,5$ груз считается рядовым. При $K_0 < 2,5$ груз считается сортированным. Куски груза размером от $0,8 a_{max}$ до a_{min} составляют группу наибольших кусков.

Размер типичного куска принимается равным:

а) для рядового материала при концентрации наибольших кусков менее 10 %:

$$a' = 0,8a_{max}; \quad (1.2)$$

б) для рядового материала при концентрации наибольших кусков более 10 %:

$$a' = a_{max}; \quad (1.3)$$

в) для сортированного материала:

$$a' = \frac{a_{max} + a_{min}}{2}; \quad (1.4)$$

По величине насыпной плотности сыпучие материалы классифицируются на: легкие - при насыпной плотности менее 600 кг/м^3 ; средние - 600 кг/м^3 ; тяжелые - $1200 - 2000 \text{ кг/м}^3$; весьма тяжелые - более 2000 кг/м^3 .

Углом естественного откоса насыпного груза называется угол между поверхностью свободного откоса насыпного груза и горизонтальной плоскостью. Различают углы естественного откоса насыпного груза в состоянии: а) покоя груза L_n ; б) движения груза L .

Приблизительно принимается: $L = 0,7L_n$.

Угол естественного откоса характеризует подвижность частиц груза.

Истирающей способностью (абразивностью) насыпных грузов называется свойство их частиц истирать во время движения соприкасающиеся с ними поверхности. По степени абразивности насыпные грузы делятся на группы;

А - неабразивные;

В - малоабразивные;

С - среднеабразивные;

Д - высокоабразивные.

Слеживаемостью насыпных грузов называется свойство многих грузов терять подвижность своих частиц при длительном нахождении этих грузов в покое.

Таблица 1.1 - Характеристика свойств насыпных грузов

Наименование груза	Насыпная плотность,	Угол естественного откоса, град в покое	Угол естественного откоса, град в движении	Группа абразивности
Галька круглая	1,47-1,8	30		С
Известняк: мелкокусковой	1,47-2,22	45	30	В
порошкообразный	1,57	40	30	А
Известь: гашеная в порошке обоженная	0,32-0,81 1,0-1,1	30-50 30-40	15-25	В В
Камень: крупнокусковой средне- и мелкокусковой	1,8-2,2 1,31- 1,5	45 45	30 30	В В
Мрамор кусковой и зернистый	1,52-1,59	39		Д
Мел: молотый в порошок средне- и мелкокусковой	0,95- 1,2 1,4- 2,5	39 39		В Д

Таблица 1.2 - Классификация насыпных грузов по крупности

Наименование	Размер типичных кусков, мм
Особо крупнокусковые	$a' > 320$
Крупнокусковые	$320 \geq a' > 160$
Среднекусковые	$160 \geq a' > 60$
Мелкокусковые	$60 \geq a' > 10$
Крупнозернистые	$10 \geq a' > 2$
Мелкозернистые	$2 \geq a' > 0,5$
Порошкообразные	$0,5 \geq a' > 0,05$
Пылевидные	$0,05 \geq a'$

3. Расчет винтового конвейера

Основными исходными данными для расчета конвейеров являются:

- а) характеристика транспортируемого материала;
- б) производительность;
- в) режим и условия работы;
- г) параметры трассы перемещения груза.

Определяем необходимый диаметр винта по формуле:

$$D = 0,275 \frac{Q}{E \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho_n \cdot R_\beta}; \quad (3.5)$$

где: D – диаметр винта, м;

Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

E - отношение шага винта к диаметру винта:

для абразивных материалов $E=0,8$; для неабразивных – $E=1,0$;

n – частота вращения винта, об/мин;

ρ_n - насыпная плотность груза, т/м³;

R_β - коэффициент уменьшения производительности от наклона конвейера выбирается по таблице 3.3;

φ - коэффициент заполнения желоба (таблице 3.5).

Таблица 3.3 - Значения коэффициента R_β

β^*	0	5	10	15	20
R_β	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6

β - угол наклона конвейера.

Частота вращения вала предварительно принимается по табл.4, затем проверяется по формуле:

$$n \leq n_{max}$$

При этом n_{max} рассчитывается по уравнению:

$$n_{max} = \frac{A}{\sqrt{D}}; \quad (3.6)$$

где: A – коэффициент (табл.3.5).

Таблица 3.4 - Рекомендуемая частота вращения винта шнекового конвейера

Наименование груза	Размер груза, мм	Частота вращения винта, об/мин
Гипс, известь, мел, песок сухой	менее 60	50-120
Глина сухая, гравий, известняк	менее 60	40-100
Глина сухая, шлак кусковой	более 60	40-80
Песок сырой	менее 60	40-80
Глина сырая	менее 60	30-60

Таблица 3.5 - Значения коэффициентов А, φ, ω

Группа грузов	А	φ	ω
Легкие неабразивные	65	0,4	1,2
Легкие малоабразивные	50	0,32	1,6
Тяжелые малоабразивные	45	0,25	2,5
Тяжелые абразивные	30	0,125	4,0

После этих расчетов диаметр проверяется по формуле:

$$D \geq a_{\max} * K; \quad (3.7)$$

где: a_{\max} – наибольший размер кусков груза, мм;

K – коэффициент: для рядового груза $K = 4$;

для сортированного $K = 12$.

Кроме того, диаметр винта согласуется с таблицей 3.6.

Таблица 3.6 - Диаметр и шаг винта

Диаметр, мм	100	125	160	200	250	320	400	500	650	800
Шаг, мм	100	125	160	200	250	320	400	500	650	800
	80	100	125	160	200	250	320	400	500	650

Затем определяется мощность на валу винта:

$$N_0 = \frac{Q}{367} (L_{\Gamma} \cdot \omega \pm H) + 0,02 \cdot R \cdot g_{\kappa} \cdot L_{\Gamma} \cdot \omega_e; \quad (3.8)$$

где: N_0 - мощность на валу винта, кВт;

L_{Γ} - горизонтальная проекция длины конвейера, м;

H - высота подъема (+) или опускания (-) груза, м;

ω - коэффициент сопротивления перемещению груза (таблице 3.5);

$R=0,2$ - коэффициент, учитывающий характер перемещения винта;

g_{κ} - погонная масса вращающихся частей конвейера, кг/м;

$$g_{\kappa}=80Д; \quad (3.9)$$

v - осевая скорость движения груза: $v = S \cdot n$;

S - шаг винта, м выбирается по таблице 3.6, при чем для хорошо сыпучих материалов из первого ряда, а для вязких – из второго;

ω_e - коэффициент сопротивления движению вращающихся частей конвейера: при подшипниках качения $\omega_e = 0,01$;

при подшипниках скольжения $\omega_e=0,16$;

Мощность двигателя для привода винтового конвейера определяется по формуле (3.10). При этом коэффициент запаса принимается $K=1,25$.

$$N = \frac{K * N_0}{\eta}; \quad (3.10)$$

Пример расчета винтового конвейера

Рассчитаем винтовой конвейер для перемещения порошкообразного материала. Насыпная плотность $\rho_n=1570$ кг/м³. Длина конвейера $L=5$ м. Производительность $Q=800$ т/сутки. Угол наклона конвейера $\varphi=+5^\circ$.

Пусть транспортируемый материал – сухой и неабразивный (группа А), например порошкообразный известняк ($\rho_n=1.57$ т/м³).

Определение диаметра винта

Необходимый диаметр винта определяется по формуле (3.5):

$$D = 0,275 \frac{Q}{E \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho_i \cdot R_\beta};$$

где: D - диаметр винта, м;

$Q=800$ т/сутки= $800/24=33.3$ т/ч (при непрерывной круглосуточной работе);

E - отношение шага винта к его диаметру (для неабразивных грузов $E=1.0$);

n - частота вращения винта, об/мин;

$\rho_n=1570$ кг/м³= 1.57 т/м³- насыпная плотность груза;

R_β - коэффициент уменьшения производительности от наклона конвейера;

φ - коэффициент заполнения желоба;

По таблице 3.5 для тяжелых малоабразивных и неабразивных грузов $\varphi=0.25$.

По таблице 3.3 при $\varphi=+5^\circ$ находим $R_\beta=0.9$. По таблице 3.4 для известняка с размером кусков менее 60 принимаем $n=60$ об/мин.

Отсюда находим:

$$D = 0.275 \frac{33.3}{1 * 60 * 0.25 * 1.57 * 0.9} = 0.432 \text{ м};$$

Частоту вращения проверяем по формуле (3.6):

$$n_{\max} \leq n_{\text{max}} = \frac{A}{\sqrt{D}};$$

По таблице 3.5 коэффициент $A=45$ (тяжелые малоабразивные грузы);

Отсюда:

$$n_{\max} = \frac{45}{\sqrt{0.432}} = 68.5 \text{ об / мин};$$

Следовательно, частота выбрана допустимая. Далее проверяем диаметр винта по формуле (3.7):

$$D \leq a_{\max} \cdot k;$$

где: a_{\max} - наибольший размер кусков, мм;

k - коэффициент (для рядового груза $k=4$). Для порошкообразного материала $a_{\max} = 0.5$ мм; Откуда $a_{\max} \cdot k = 0.5 \cdot 4 = 2$ мм < $D=432$ мм; далее из стандартного ряда по таблице 3.6 выбираем диаметр $D=500$ мм и шаг $S=500$ мм (как для хорошо сыпучих материалов) винта.

Затем уточняем частоту оборотов:

$$n = 0.275 \frac{Q}{E \cdot D \cdot \varphi \cdot \rho_H \cdot R_\beta} = 0.275 \frac{33.3}{1 \cdot 0.5 \cdot 0.25 \cdot 1.57 \cdot 0.9} = 51.9 \text{ об/мин};$$

$$\text{Проверяем частоту } n \leq \frac{A}{\sqrt{D}} = \frac{45}{\sqrt{0.5}} = 63.6 \text{ об/мин};$$

Таким образом, $n=51.9$ об/мин – допустимая частота вращения винта.

Определение мощности на валу винта

Мощность на валу винта определяется по формуле (3.8):

$$N_0 = \frac{Q}{367} (L_T \cdot \omega \pm H) + 0,02 \cdot R \cdot g_K \cdot L_T \cdot \omega_e;$$

где: N_0 - мощность на валу винта, кВт;

L_T - горизонтальная проекция длины конвейера, м;

H - высота подъема, мм;

w – коэффициент сопротивления перемещению груза;

$K=0.2$ – коэффициент, учитывающий характер перемещения

винта;

g_K - погонная масса вращающихся частей конвейера, кг/м;

v - осевая скорость движения груза, м/мин;

w_B - коэффициент сопротивления движению вращающихся частей конвейера. Для подшипников скольжения $w_B=0.16$;

$$L = L \cos 5^\circ = 5 \cos 5^\circ = 4,981 \text{ м};$$

$$H = L \sin 5^\circ = 5 \sin 5^\circ = 0,436 \text{ м};$$

По таблице 3.5 для тяжелых малоабразивных грузов $w=2.5$; g_K

$$=80Д= 80 \cdot 0.5 = 40 \text{ кг/м};$$

Осевая скорость движения груза: $v = S \cdot n = 0.5 \cdot 51,9 = 25,95 \text{ м/мин} = 0,4325 \text{ м/с};$

Откуда мощность на валу винта:

$$N_0 = \frac{33.3}{367} (4.981 \cdot 2.5 + 0.436) + 0.02 \cdot 0.2 \cdot 40 \cdot 4.981 \cdot 0.16 = 1.3 \text{ кВт};$$

Определение мощности двигателя для привода винтового конвейера

Мощность двигателя определяется:

$$N = \frac{K \cdot N_0}{\eta};$$

где: K - коэффициент запаса мощности;

η - КПД привода (0,6-0,85);

Для приводов шнеков принимают $K=1,25$.

Примем $\eta=0,85$;

Тогда мощность двигателя: $N = \frac{1.25 \cdot 1.3}{0.85} = 1.91 \text{ кВт};$

Параметры рассчитанного конвейера

Производительность конвейера –	800 т/сутки (33.3 т/ч);
винт - однозаходный;	
число подшипниковых опор –	3 (2 концевые и 1 промежуточная);
тип подшипников –	подшипники скольжения;
длина конвейера-	5м;
угол наклона-	+5°;
расстояние между опорами вала –	2,5м;
диаметр винта –	500 мм;
шаг винта –	500 мм;
частота вращения винта –	51,9 об/мин;
осевая скорость движения груза –	0,4325м/с;
высота подъема –	436 мм;
мощность на валу винта –	1,3кВт;

требуемая мощность приводного двигателя –
характер работы конвейера –

1,91 кВт;
круглосуточно.

II. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

1. Параметры конвейера и транспортируемого груза

транспортируемый груз – гравий;

производительность $Q=300$ т/ч ;

насыпная плотность $\rho = 1,8$ т/м³ ;

размер типичного куска $a_{\max} = 60$ мм ;

коэффициент трения по резине $f_l = 0,85$;

коэффициент трения по стальным бортам $f_o = 0,8$;

угол естественного откоса $\varphi = 35^\circ$;

$L_1 = 45$ м; $L_2 = 20$ м; $L_3 = 90$ м; $\beta = 12^\circ$;

условия эксплуатации – тяжёлые;

2. Схема трассы

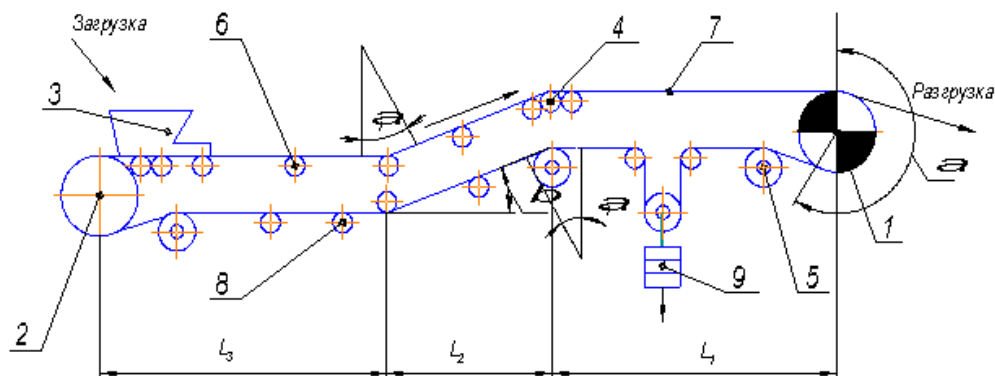


Рис. 1: 1 – приводной барабан, 2 – обводной барабан, 3 – загрузочное устройство, 4 – роликовая батарея, 5 – отклоняющий ролик, 6 – роlikоопоры рабочей ветви, 7 – лента, 8 – роlikоопоры холостой ветви, 9 – натяжное устройство.

3. Определение теоретической производительности конвейера

В процессе работы конвейера могут происходить остановки, для выполнения регламентных и ремонтных работ. Кроме того, подача груза на ленту из загрузочного устройства может быть не равномерной. Эти факторы необходимо учитывать при расчёте конвейера, поэтому:

$$Q_r = Q \frac{k_n}{k_m} \text{ [т/ч]},$$

где $k_n = 1,4$ – коэффициент неравномерности загрузки,

$k_m = 0,85$ – коэффициент использования машинного времени.

$$Q_r = 300 \frac{1,2}{0,9} = 400 \text{ т/ч}$$

4. Определение ширины ленты

Для реализации заданной производительности следует иметь в виду, что скорость и ширина ленты – два взаимосвязанных параметра, чем меньше ширина ленты, тем больше скорость при заданной производительности, поэтому для определения ширины ленты скорость принимают с учётом опыта эксплуатации существующих машин по [1]

Ширина ленты определяется:

$$B_l = \frac{1}{k_B^2} \sqrt{\frac{Q_m}{(A_Q + B_Q \cdot c_\beta \cdot \operatorname{tg} \varphi_n) V_1 \cdot \rho}},$$

где $k_B = 0,9$ – коэффициент использования ширины ленты;

$\varphi_n = 0,75\varphi$ – угол насыпки груза на ленте;

$A_Q; B_Q$ – эмпирические коэффициенты;

$$A_Q = 300 \frac{\sin \alpha_\delta - 0,33 \sin 3\alpha_\delta}{1 - \cos \alpha_\delta}; \quad B_Q = 66,7 \left(\frac{\sin 1,5\alpha_\delta}{\sin 0,5\alpha_\delta} \right)^2;$$

$\alpha_\phi = 30^\circ$ - угол наклона боковых роликов;

$$c_\beta = \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \varphi_H}\right)^2$$

- коэффициент, учитывающий наличие наклонного участка.

Для крупнокусковых абразивных грузов $V = 2,5 - 6,3 \text{ м/с}$ [1]

$$A_Q = 300 \frac{\sin 30^\circ - 0,33 \sin 90^\circ}{1 - \cos 30^\circ} = 364,3$$

$$B_Q = 66,7 \left(\frac{\sin 45^\circ}{\sin 15^\circ}\right)^2 = 486,2; c_\beta = \left(1 - \frac{\operatorname{tg} 18^\circ}{\operatorname{tg} 28^\circ}\right)^2 = 0,16$$

$$B_1 = \frac{1}{0,81} \sqrt{\frac{494}{(364,3 + 486,2 \cdot 0,16 \cdot 0,53) 2,5 \cdot 1,8}} = 0,467 \text{ м}$$

Расчетное значение ширины ленты проверяется по гранулометрическому составу груза, где для рядовых грузов имеем:

$$B_1 \geq 3,3a' + 200 = 3,3 \cdot 60 + 200 = 398 \text{ мм}$$

Из двух полученных значений ширины ленты берём большее $B_1 = 497 \text{ мм}$ и округляем до стандартного. По ГОСТ 20-85 выбираем $B = 500 \text{ мм}$. Следует учесть, разницу в значениях между B_1 и B и уточнить фактически необходимую скорость движения ленты:

$$V_\phi = \frac{B_1^2}{B^2} V_1 = \frac{0,497^2}{0,5^2} 2,5 = 2,47 \text{ м/с};$$

Значение скорости V_ϕ округляем до ближайшего стандартного значения.

По ГОСТ 22644-77* выбираем. $V = 2,5 \text{ м/с}$

Уточнение коэффициента использования ширины ленты

$$k_B = 0.9 - \frac{0.05}{B} = 0.9 - \frac{0.05}{0.5} = 0.8 > 0.75$$

т.е ширина ленты используется рационально перерасчет ширины ленты не требуется.

5. Определение параметров роlikоопор

Шаг установки роlikоопор принимается постоянным за исключением загрузочного устройства и роlikовых батарей и зависит от ширины ленты B и насыпной плотности груза ρ .

Для рабочей ветви шаг установки роlikоопор равен $l_p = 1400 \text{ мм}$ по [1].

Для холостой ветви шаг установки роlikоопор равен

$$l_x = 2l_p = 2800 \text{ мм}$$

Диаметр роlikов выбирается в зависимости от B , V и ρ . В целях унификации для рабочей и холостой ветви принимают роlikи одного типоразмера. Следовательно $D_p = 108 \text{ мм}$, $D_x = D_p = 108 \text{ мм}$ по [1 с.129, табл.2.2].

Масса вращающихся частей трёхроlikовой опоры рабочей ветви:

$$m_p = [A_m + B_m (B - 0.4)] D_p^2 \cdot 10^{-4} [\text{кг}],$$

где A_m и B_m - эмпирические коэффициенты, выбираются в зависимости от типа роlikоопор [1. с 130]. Для роlikов тяжелого класса имеем $A_m = 15$, $B_m = 12$.

$$m_p = [10 + 10(0.5 - 0.4)] 108^2 \cdot 10^{-4} = 12,83 \text{ кг}$$

Масса вращающихся частей однороlikовой опоры холостой ветви:

$$m_x = [6 + 14(B - 0.4)] \cdot 10^{-4} = [6 + 14(0.5 - 0.4)] 108^2 \cdot 10^{-4} = 8,63 \text{ кг}$$

6. Определение параметров резиноканевой ленты

Число прокладок при $V=500$ мм $i_n = 1...5$. Примем $i_n = 2$ (рис. 2), выберем ленту типа 3 из ткани ТК-100 из полиамидных нитей (по основе и утку), для которой толщина одной тяговой прокладки $\delta_n = 1.1$ мм,

прочность на разрыв тягового каркаса $k_p = 100 \frac{H}{мм}$. Для среднекусовых грузов толщина рабочей обкладки $\delta_1 = 3$ мм, толщина нерабочей обкладки $\delta_2 = 0$ мм по [1 с.94-97].

Расчетная толщина ленты:

$$\delta_n = \delta_1 + \delta_2 + i_n \cdot \delta_n = 3 + 0 + 2 \cdot 1.1 = 5,2 \text{ мм}.$$

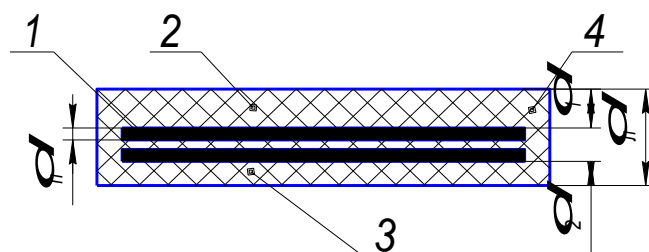


Рис.2: 1 – прокладка(тяговый каркас), 2 – рабочая обкладка, 3 – нижняя, нерабочая обкладка, 4 – боковая обкладка.

7. Определение распределённых масс

Распределённая масса транспортируемого груза

$$q = \frac{Q_m}{3.6 \cdot V} = \frac{494}{3.6 \cdot 2,5} = 54,9 \frac{кг}{м},$$

Распределённая масса вращающихся частей роликоопор рабочей ветви

$$q_p = \frac{m_p}{l_p} = \frac{12,83}{1,4} = 9,16 \frac{кг}{м};$$

Распределённая масса вращающихся частей роlikоопор холостой ветви

$$q_x = \frac{m_x}{l_x} = \frac{8,63}{2,8} = 3,08 \frac{\text{кг}}{\text{м}} ;$$

Распределённая масса резиноканевоy ленты

$$q_0 = 1,13 \cdot 10^{-3} B \cdot \delta_n = 1,13 \cdot 10^{-3} \cdot 500 \cdot 5,2 = 2,94 \frac{\text{кг}}{\text{м}} .$$

8. Выбор коэффициентов сопротивлений движению и определение сопротивления в пункте загрузки

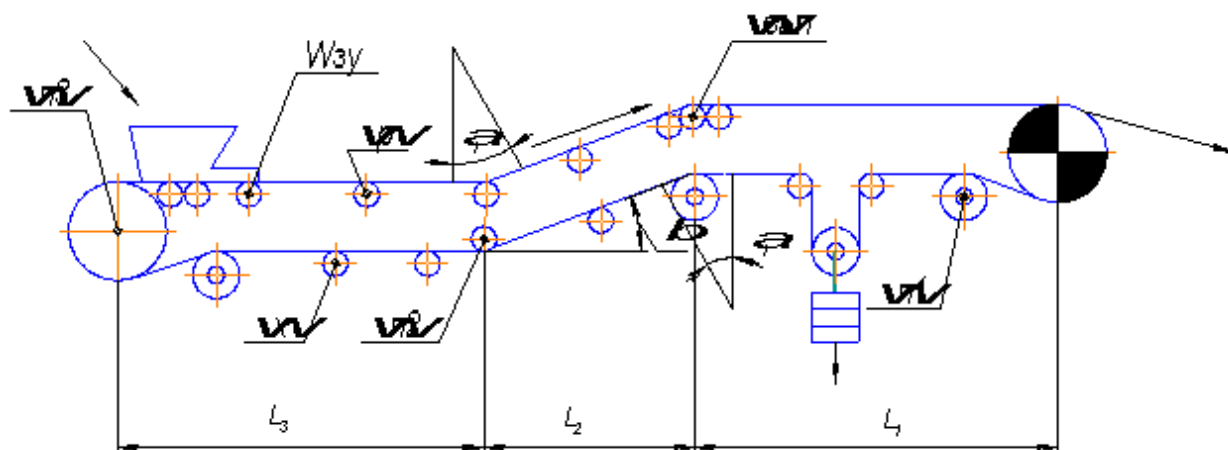


Рисунок 3- Выбор коэффициентов сопротивлений движению и определение сопротивления в пункте загрузки

Коэффициенты сопротивления движению на рядовых роlikоопорах [1 с.133, табл.2.4]

Рабочая ветвь: $\omega_p = 0,025$;

Холостая ветвь: $\omega_x = 0,022$.

Коэффициент сопротивления движению на отклоняющем барабане, установленном на перегибе холостой ветви

$$\omega_{п2} = 0,1 .$$

Коэффициенты сопротивления движению на отклоняющем ролике у приводного барабана

$$\omega_{\text{П1}} = 0.05$$

Коэффициент сопротивления движению на натяжном барабане с углом поворота ленты на 180°

$$\omega_{\text{П3}} = 0.07$$

Коэффициент сопротивления движению на роликовой батарее

$$\omega_{\text{вып}} = \omega_p \cdot \beta = 0,025 \cdot 0.21 = 0.005$$

где β - подставляется в радианах.

Сопротивление движению в пункте загрузки

$$W_{\text{зп}} = \frac{Q_T \cdot f_l \cdot (V - V_1)}{3,6(f_l - \text{tg} \beta - K_{\bar{\sigma}} \cdot f_{\bar{\sigma}})}$$

$f_l = 0.85$ – коэффициент внешнего трения по резинотканевой ленте, [1];

$f_{\bar{\sigma}} = 0,8$ – коэффициент внешнего трения груза по стальным бортам, [1];

$V_1 \cong 0,5V = 1.25$ м/с – проекция составляющей средней скорости струи материала на направление движения ленты;

$$K_{\bar{\sigma}} = \frac{h_{cp}}{b_{cp}} = \frac{Q_T}{3600 \cdot b_{cp}^2 \cdot V_{cp} \cdot \rho} = \frac{497}{3600 \cdot 0,35^2 \cdot 1,875 \cdot 1,8} = 0,332$$

$$b_{cp} = 0,7B = 0,7 \cdot 0,5 = 0,35 \text{ м};$$

$$V_{cp} = \frac{V + V_1}{2} = \frac{4.725}{2} = 1,875 \text{ м/с};$$

$$W_{зв} = \frac{494 \cdot 0,85 \cdot (2,5 - 1,25)}{3,6(0,85 - 0,32 - 0,332 \cdot 0,8)} = 549 \text{ Н};$$

9. Тяговый расчет ленточного конвейера

Трасса конвейера разбивается на характерные участки, начиная с точки схода ленты с приводного барабана (рис. 4). Тяговый расчет выполняется методом обхода по контуру, начиная с точки с минимальным натяжением на холостой ветви, путем суммирования сопротивлений движению на характерных участках трассы.

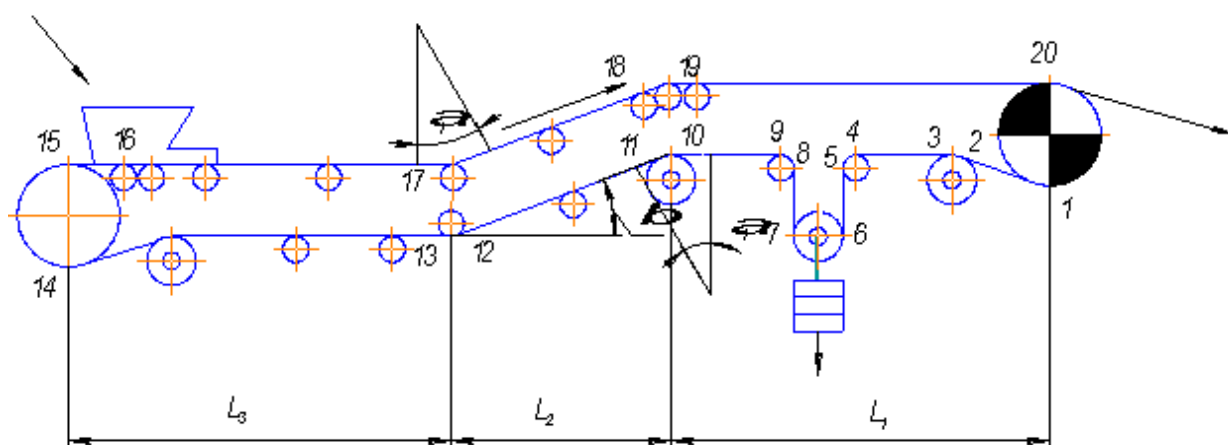


Рис.4 - Трасса конвейера.

Определение точки с минимальным натяжением на холостой ветви

Для рабочей ветви точка с минимальным натяжением находится при сходе ленты с натяжного барабана. Для конвейеров имеющих наклонный участок минимальное натяжение в ленте может находиться в точке схода с приводного барабана или в конце наклонного участка.

Если выполняется неравенство

$$\omega_x > \frac{q_0 \cdot H}{(q_0 + q_x)(L_1 + L_2)}, \quad H = \text{tg} \beta L_2 = 13 \text{ м}$$

то точка с минимальным натяжением находится в точке схода ленты с приводного барабана (точка 1). Если неравенство не выполняется

ся, то точка с минимальным натяжением находится в конце наклонного участка (точка 13).

$$\omega_x > \frac{2,94 \cdot 4,25}{(2,94+3,08) \cdot 110} = 0,018$$

$\omega_x < \omega$, $0,018 < 0,022$, следовательно точка с минимальным натяжением находится в конце наклонного участка (точка 13).

Значения минимально допустимых натяжений в ленте для рабочей и холостой ветви, определяются по формулам:

$$S_{\min p} = 10(q_0 + q)g \cdot l_p = 10(2,94 + 54,9)9,81 \cdot 1,4 = 7944 \text{ H} ;$$

$$S_{\min x} = 10q_0g \cdot l_x = 10 \cdot 2,94 \cdot 9,81 \cdot 2,8 = 807,56 \text{ H} .$$

Определение сил натяжения ленты в характерных точках трассы

Натяжение рассчитывается, начиная с точки с минимальным натяжением на холостой ветви (точка 13) и выполняется методом обхода по контуру (в данном случае по часовой стрелке).

$$S_{13} = S_{\min x} = 807,56 \text{ H} ;$$

$$S_{14} = S_{13} + S_{13} \cdot \omega_{n2} = 2474 + 2474 \cdot 0,1 = 2722 \text{ H} ;$$

$$S_{15} = S_{14} + S_{14} \cdot \omega_{n3} = 2722 + 2722 \cdot 0,08 = 2940 \text{ H} < S_{\min p} = 4316 \text{ H} ;$$

следовательно $S_{15} = 4316 \text{ H} ;$

$$S_{16} = S_{15} + W_{zy} = 4316 + 203 = 4519 \text{ H}$$

$$S_{17} = S_{16} + (q_0 + q + q_p)gL\omega_p = 6070 \text{ H}$$

$$S_{18} = S_{17} + (q_0 + q + q_p)gL\omega_p + (q + q_0)gH = 11079 \text{ H} ;$$

$$S_{19} = S_{18} + S_{18} \cdot \omega_{\text{вм}} = 11079 + 11079 \cdot 0,01 = 11190 \text{ H} ;$$

$$S_{20} = S_{19} + (q_0 + q + q_p)gL\omega_p = 11965 \text{ H} .$$

Т.к натяжение в 13 точке мы взяли равным $S_{13} = S_{\min x} = 2474 \text{ H}$, то необходимо произвести перерасчет, применив метод обхода против контура, начиная с точки 15 (рис.4).

$$\begin{aligned}
S_{14} &= S_{15} / (1 + \omega_{n3}) = 12515H ; \\
S_{13} &= S_{14} - (q_0 + q_x)gL\omega_x = 9775 H ; \\
S_{12} &= S_{13} - S_{13} \cdot \omega_{n2} = 7944 + 549 = 8493 H ; \\
S_{11} &= S_{12} - (q_0 + q_x)gL\omega_x + q_0gH = 7944H ; \\
S_{10} &= S ; \\
S_9 &= S_{10} - (q_0 + q_x)gL\omega_x = 962 H ; \\
S_8 &= S_7 = S_9 - S_{11}(\omega_{n3} / 2) = 3775 - 3775 \cdot 0.04 = 916 H \\
S_6 &= S_5 = S_7 - S_7\omega_{n3} = 3624 - 3624 \cdot 0.08 = 761 H \\
S_4 &= S_5 - S_5(\omega_{n3} / 2) = 840 - 2,94 + 3,08 \cdot 0,022 = 866H \\
S_3 &= S_4 - (q_0 + q_x)gL\omega_x = 840 H \\
S_2 &= S_1 = S_{сб} = S_3 - S_3\omega_{n1} = 807,56 .
\end{aligned}$$

Фактически необходимое число прокладок в ленте по результатам расчетов, для данного конвейера:

$$i_{нф} = \frac{S_{\max} \cdot c_n}{k_p \cdot B} ,$$

где $c_n = 9$ - запас прочности ленты при наличии наклонного участка;

k_p - предел прочности для ткани ленты (см п.7 с.5).

$$i_{нф} = \frac{11965 \cdot 8}{100 \cdot 650} = 1,47 ,$$

на предварительном этапе число прокладок было выбрано $i_n = 2$ и это оказалось верным, следовательно прочность ленты обеспечена.

Таблица 2.1 Диаграмма натяжений

S_1, H	S_2, H	S_3, H	S_4, H	S_5, H	S_6, H	S_7, H	S_8, H	S_9, H	S_{10}, H
6157	6157	6403	6461	6784	6687	7021	7136	7424	7424
S_{11}, H	S_{12}, H	S_{13}, H	S_{14}, H	S_{15}, H	S_{16}, H				
7944	8493	9775	12515	12565	13304				

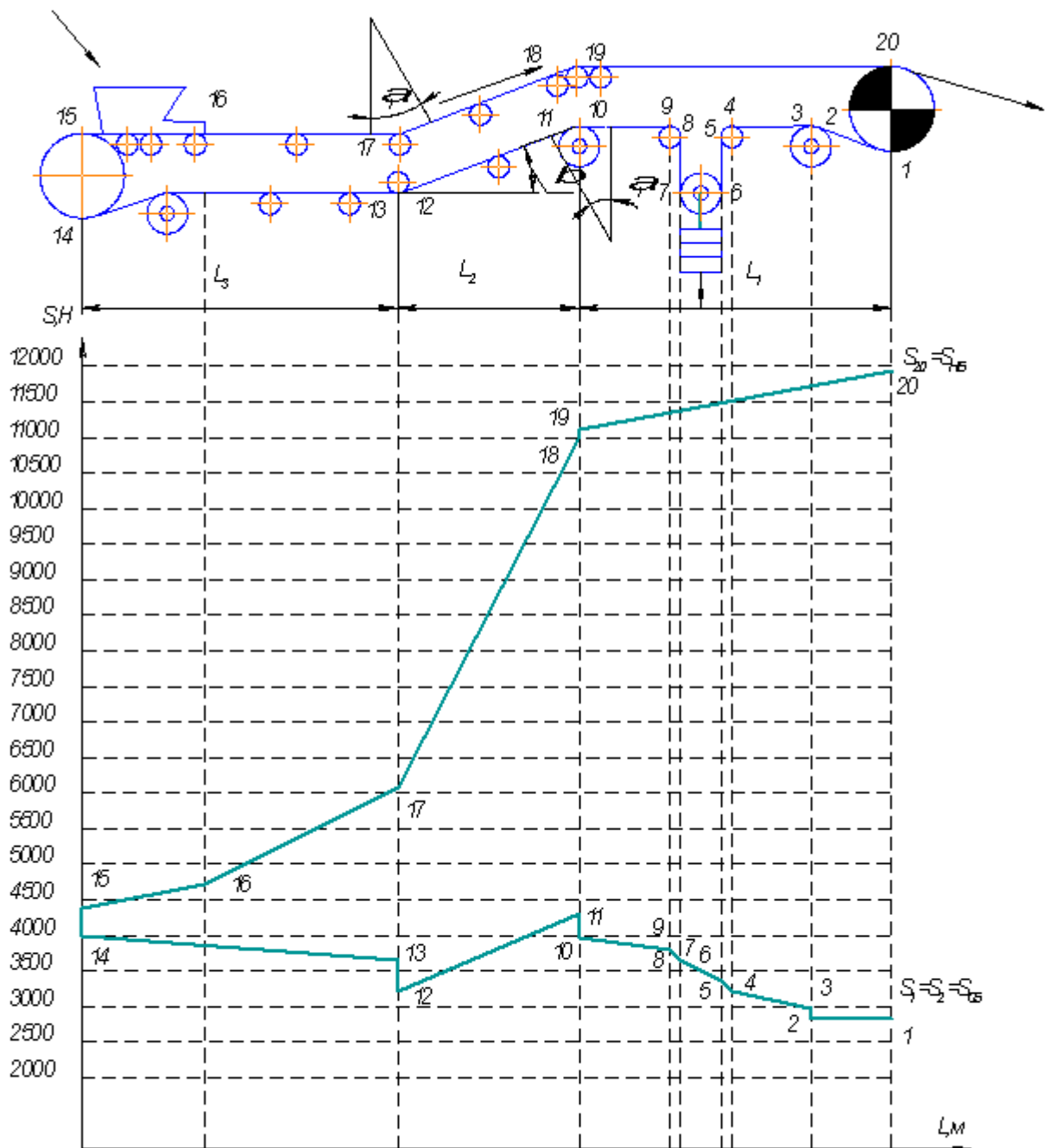


Рисунок 2.4 – Диаграмма натяжений

10. Определение необходимого угла обхвата лентой приводного барабана

Тяговое усилие равно

$$F = S_{нб} - S_{сб} = 11965 - 2831 = 9134 \text{ Н} .$$

Значение полного тягового коэффициента определяется по формуле

$$e^{\mu_0 \alpha} = \frac{F \cdot k_{сц} + 1}{S_{сб}} ,$$

где $k_{сц} = 1.35$ - коэффициент запаса привода по сцеплению;

$\mu_0 = 0.4$ - коэффициент сцепления ленты с поверхностью барабана (барабан футерован резиной).

Необходимый угол обхвата для данного конвейера

$$\alpha_{\phi} = \frac{\ln\left(\frac{F \cdot k_{сц} + 1}{S_{сб}}\right)}{0.4} = \frac{\ln\left(\frac{9134 \cdot 1.35}{2831} + 1\right)}{0.4} = 4.19 \approx 220^\circ$$

Согласно исходным данным $\alpha = 300^\circ$, фактически необходимо $\alpha = 220^\circ$, следовательно, данный привод имеет значительный запас по сцеплению.

11. Выбор параметров приводного и натяжного барабанов

Диаметр приводного барабана:

$$D_{нб} = (125 - 160) i_{нф} = 320 \text{ мм} .$$

Выбираем стандартное значение по ГОСТ 22644-77 $D_{б} = 400 \text{ мм}$ [1].

Диаметр натяжного барабана:

$$D_{нб} = 0.85D_{об} = 400\text{мм}$$

Длина обечайки барабана:

$$l_{об} = (150 - 200) + B = 150 + 500 = 650\text{мм}$$

12. Расчет привода

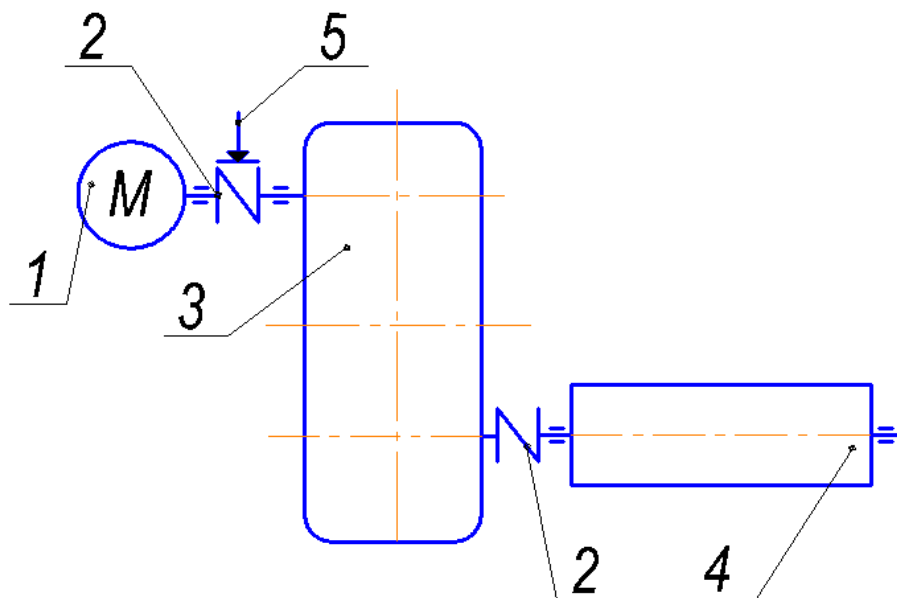


Рисунок 2.5 - Схема привода: 1 – электродвигатель, 2 – соединительные муфты, 3 – редуктор, 4 – приводной барабан, 5 – тормоз.

Требуемая мощность двигателя привода конвейера равна

$$N_{np} = \frac{F \cdot V}{1000 \cdot \eta_0 \cdot \eta_6},$$

где $\eta_0 = 0.9$ - КПД передач привода;

$\eta_6 = 0.94$ - КПД приводного барабана.

$$N_{np} = \frac{7147 \cdot 2,5}{1000 \cdot 0.9 \cdot 0.94} = 21,12 \text{ кВт}$$

Установочная мощность электродвигателя равна

$$N = k_y \cdot N_{mp} = 1.25 \cdot 21,12 = 26,4 \text{ кВт} ,$$

где $k_y = 1.2$ - коэффициент запаса привода по мощности.

Частота вращения приводного барабана равна

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D_{\sigma, \text{см}}} = \frac{60 \cdot 2,5}{3.14 \cdot 0.401} = 119 \text{ об / мин}$$

Выберем электродвигатель: АИР 180М4, мощностью 30 кВт и частотой вращения $n_{\sigma} = 1460 \text{ об / мин}$. Передаточное число редуктора:

$$U = \frac{n}{n_{\sigma}} = \frac{1460}{119} = 12,2 ,$$

округлим U в большую сторону до стандартного значения $U = 12,5$.

В качестве передаточных механизмов на конвейерах в зависимости от передаточного числа и мощности применяются редукторы типа Ц-2, КЦ-2, ЦТН и другие.

13. Расчёт натяжного устройства

Для обеспечения необходимого прижатия ленты к приводному барабану, компенсации вытяжки и исключения недопустимого провисания ленты все ленточные конвейеры снабжаются натяжным устройством, которое может быть винтовым или грузовым. Винтовые устройства применяются только на коротких конвейерах (до 50 м), на остальных грузовые.

Натяжное усилие определяется по формуле:

$$P_H = S'_{НБ} + S'_{СБ} = 3334 + 3624 = 6958H$$

где $S'_{НБ}, S'_{СБ}$ - усилия в ленте в точках набегания и сбегания на натяжном устройстве.

Вес груза определяется по формуле:

$$G_H = (P_H + W_T) \cdot \frac{1}{\eta_{БЛ}^n} = (6958 + 40) \cdot \frac{1}{0.95} = 7366H$$

где $W_T = (30 \div 50)H$ - сопротивление передвижению, $\eta_{БЛ}^n$ - КПД блоков, где n – число блоков.

14. Проверка конвейера на самоторможение

В некоторых случаях при отключении привода и остановке конвейера возможно самопроизвольное обратное движение ленты под действием веса груза на наклонных участках. В этом случае привод должен снабжаться тормозом.

Для проверки берется наиболее неблагоприятный случай, когда груз имеется только на наклонном участке. Тогда усилие, стремящееся сдвинуть ленту вниз, будет равно qH , а сопротивление, препятствующее обратному движению ленты, составит

$$W_{обр} = (q_0 + q_p)L\omega_p + (q_0 + q_x)L\omega_x + qL_2\omega_p ;$$

$$W_{обр} = (9.7 + 16.2) \cdot 160 \cdot 0.04 + (9.7 + 4.2) \cdot 160 \cdot 0.03 + 23.5 \cdot 40 \cdot 0.04 = 271кз$$

Если $qH < G_T \cdot W_{обр}$ ($G_T = 0.55 \div 0.65$ - коэффициент возможного уменьшения сопротивления движению), то тормоз не нужен. В противном случае – ставят тормоз. $305,5 > 176$, следовательно тормоз нужен.

Тормозной момент, необходимый для удержания барабана от обратного вращения, определяется по формуле:

$$M_T^{\sigma} = (qH - G_T \cdot W_{обр}) \cdot g \cdot \frac{D_B}{2} = 260H \cdot м$$

Тормоз устанавливается на быстроходном валу и выбирается по

расчетному тормозному моменту на этом валу

$$M_T^д = k_{зт} \frac{M_T^б}{i_p} \eta_0 = 23.4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

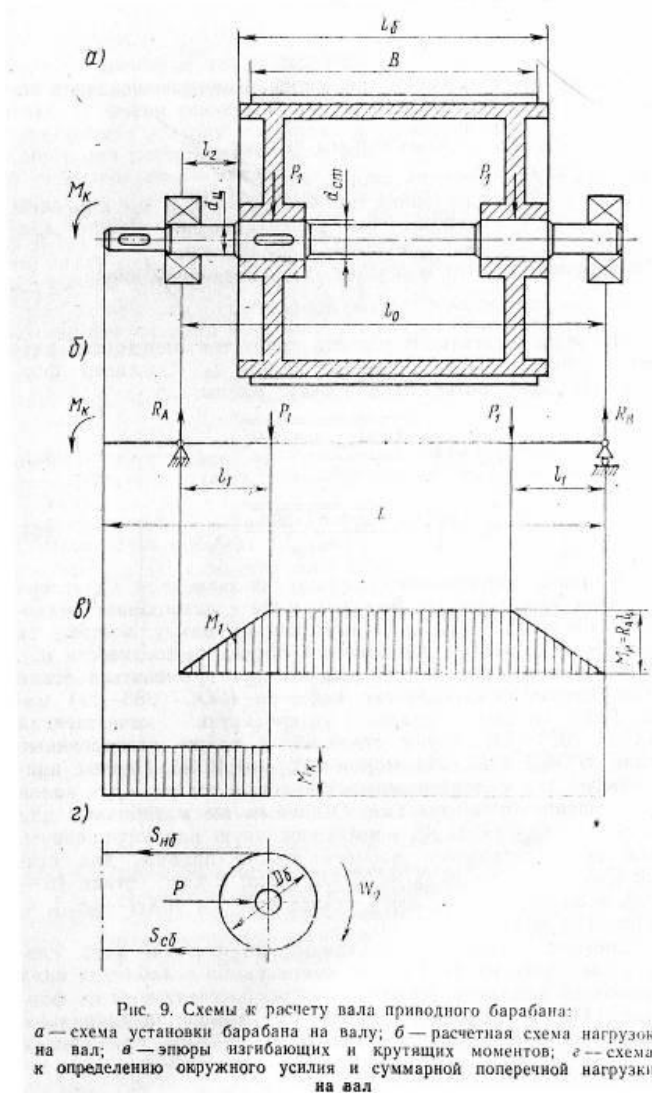
где $i_p = 10$ - передаточное число редуктора; $\eta_0 = 0.9$ - КПД привода;
 $k_{зт} = 1$ - коэффициент запаса торможения при рабочем движении груза на наклонном участке вверх. Примем тормоз типа ТКТ.

15. Расчет вала приводного барабана

Расчет валов ведется обычно в два этапа. На первом этапе по расчетным нагрузкам определяются основные размеры вала. Такой расчёт называют проектным. Он в свою очередь может быть ориентировочным или приближенным.

Вал приводного барабана (рис. 9,б) испытывает изгиб от поперечных нагрузок P_1 , создаваемых натяжением ленты (весом барабана можно пренебречь), и кручение от момента M_K , передаваемого на вал приводом. Из рис. 9,г видно, что суммарная поперечная нагрузка на вале равна

$$P = \overline{S_{НБ}} + \overline{S_{СБ}}$$



Поскольку эта нагрузка передается на вал через ступицы, то

$$P_1 = \frac{P}{2} = \frac{S_{НБ} + S_{СБ}}{2} = \frac{11965 + 2831}{2} = 7398 \text{ Н}$$

Крутящий момент на барабане (см. рис. 9,г) будет равен

$$M_K = S_{НБ} \cdot \frac{D_B}{2} - S_{СБ} \cdot \frac{D_B}{2} = 2393 - 566,2 = 1826,8 \text{ Нм}$$

где $S_{НБ} - S_{СБ} = W_0$ - окружное (тяговое) усилие на барабане; D_B - диаметр барабана.

Эпюра изгибающих и крутящих моментов показана на рис. 9,в. Максимальный изгибающий момент равен

$$M_{\max} = R_A \cdot l_1 = 1849.5 \text{ Нм}$$

где $R_A = P_1 = 7398 \text{ Н}$; l_1 - расстояние от центра опоры до середины ступицы, ориентировочно можно принять

$$l_2 = 0,5(l_0 - l_6) = 0,125 \text{ м}, \quad l_1 = 2l_2 = 0,25 \text{ м}$$

Изгибающий момент в сечении перед ступицей равен

$$M_1 = R_A \cdot l_2 = 924,75 \text{ Нм}$$

На этапе проектного расчета требуется определить диаметр ступицы d_{CT} и диаметр цапфы $d_{Ц}$. Согласно формулам они соответственно будут равны:

$$d_{CT} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{\max}^2 + 0,75M_K^2}}{[\sigma_{-1}]_H}} = 75$$

$$d_{Ц} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_1^2 + 0,75M_K^2}}{[\sigma_{-1}]_H}} = 65$$

Основным материалом для изготовления валов считают сталь 45 нормализованную или улучшенную. Для предварительного расчета можно принять для стали 45 - $[\sigma_{-1}]_H = 55 - 65 \text{ МПа}$.

По результатам расчета получили минимально допустимые диаметры валов $d_{CT} = 35 \text{ мм}$ и $d_{Ц} = 30 \text{ мм}$, но из конструктивных соображений примем $d_{CT} = 70 \text{ мм}$ и $d_{Ц} = 60 \text{ мм}$.

Уточненный расчет заключается в определении фактического коэффициента запаса прочности в опасном сечении

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]$$

где n_σ - коэффициент запаса по нормальным напряжениям; n_τ - коэффициент запаса по касательным напряжениям; $[n]$ - допускаемый

коэффициент запаса прочности, принимается в пределах 1,5 – 2,5.

В свою очередь для симметричного цикла

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon} \sigma_a} \beta,$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon} \tau_a} \beta.$$

где σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости соответственно при изгибе и кручении, МПа.; σ_a и τ_a - амплитуды колебаний цикла при изгибе и кручении,

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{10W} = 5,4 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_K}{20W_p} = 13 \text{ МПа};$$

(W и W_p - моменты сопротивлений сечения соответственно изгибу и кручению); k_{σ} и k_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжения при изгибе и кручении для рассматриваемого сечения вала; ε - масштабный фактор, учитывающий изменение пределов выносливости при изгибе и кручении вследствие влияния абсолютных размеров вала.

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям равны (таблицы [5])

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon} \sigma_a} \beta = \frac{300}{\frac{1,9}{0,76} \cdot 5,3} \cdot 2 = 45,3,$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon} \tau_a} \beta = \frac{200}{\frac{1,63}{0,76} \cdot 13} \cdot 2 = 14,3.$$

Фактический коэффициент запаса прочности в опасном сечении вала:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{45,3 \cdot 14,3}{\sqrt{45,3^2 + 14,3^2}} = 13 \geq [n], \quad 13 \geq [n] = 1,5 \div 2,5 \text{ верно.}$$

16. Расчет оси натяжного барабана

Расчетная схема оси может быть представлена в виде простой шарнирно опорной балки (рис.11, а, б). Длины участков можно принять из табл. 15 [5], уменьшив l_0 по сравнению с табличными на 100мм.

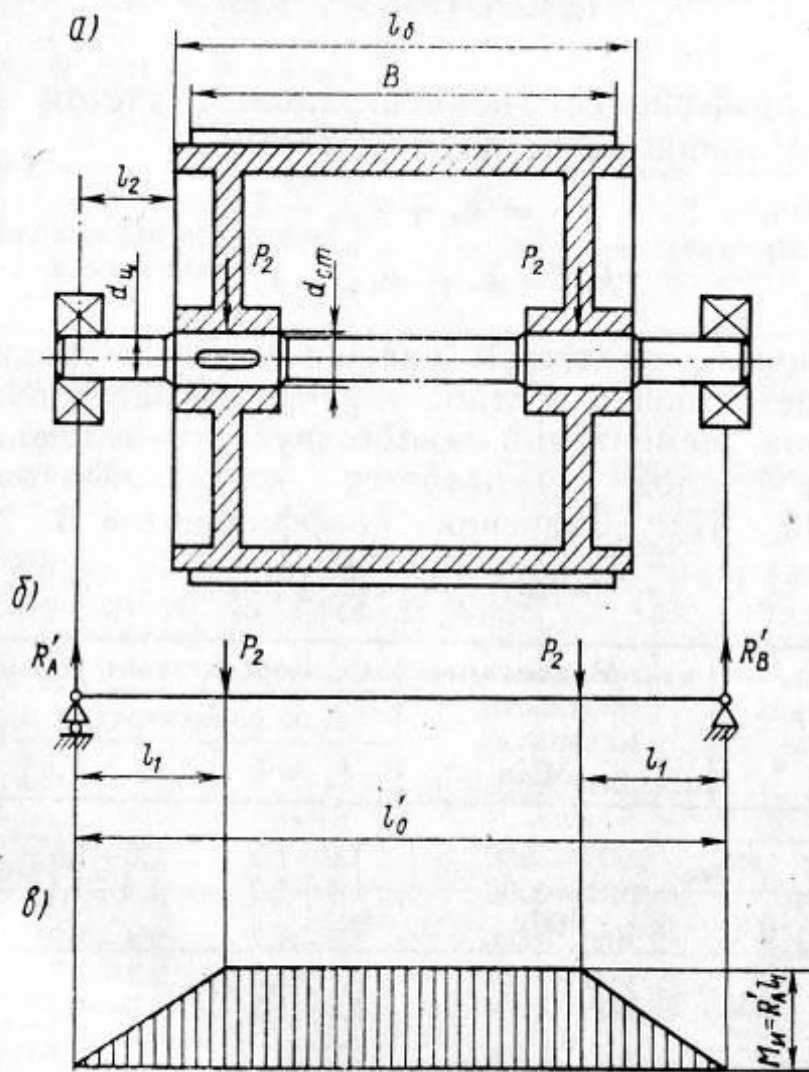


Рис. 11. Схемы к расчету оси натяжного барабана: а — схема установки барабана на оси; б — расчетная схема нагрузок на ось; в — эпюра изгибающих моментов

Расчет оси ведется аналогично расчету вала, только без учета кручения. В этом случае на этапе проектного расчета диаметр оси определяется по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_H}{[\sigma_{-1}]_H}} = 0.041m$$

где $M_H = R'_A \cdot l_1 = 522 \text{ Нм}$

По результатам расчета получили минимально допустимый диаметр вала $d = 41\text{мм}$, но из конструктивных соображений примем $d = 72\text{мм}$.

Эпюра изгибающих моментов представлена на рис 11,в. Поперечные нагрузки на ось создаются усилиями P_2 , которые равны:

$$P_2 = \frac{S'_{HB} + S'_{CB}}{2} = 768,4\text{Н}$$

где S'_{HB} и S'_{CB} - усилия в ленте соответственно в точках набегания и сбегания с натяжного барабана.

Крутящий момент на барабане будет равен

$$M_K = S_{HB} \cdot \frac{D_B}{2} - S_{CB} \cdot \frac{D_B}{2} = H\text{М}$$

Как уже отмечалось, уточненный расчет заключается в определении фактического коэффициента запаса прочности в опасном сечении

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]$$

где n_σ - коэффициент запаса по нормальным напряжениям; n_τ - коэффициент запаса по касательным напряжениям; $[n]$ - допустимый коэффициент запаса прочности, принимается в пределах 1,5 – 2,5.

В свою очередь для симметричного цикла

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon} \sigma_a} \beta$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon} \tau_a} \beta$$

где σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости соответственно при изгибе и

кручении, МПа.; σ_a и τ_a - амплитуды колебаний цикла при изгибе и кручении,

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{10W} = 1,4 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_K}{20W_p} = 3,9 \text{ МПа};$$

(W и W_p - моменты сопротивления сечения соответственно изгибу и кручению); k_σ и k_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжения при изгибе и кручении для рассматриваемого сечения вала; ε - масштабный фактор, учитывающий изменение пределов выносливости при изгибе и кручении вследствие влияния абсолютных размеров вала.

Обращаясь к таблицам [5] коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям равны

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon} \sigma_a} \beta = \frac{300}{\frac{1,9}{0,76} \cdot 1,4} \cdot 2 = 171,4$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon} \tau_a} \beta = \frac{200}{\frac{1,63}{0,76} \cdot 3,9} \cdot 2 = 47,6$$

Фактический коэффициент запаса прочности в опасном сечении вала:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{171,4 \cdot 47,6}{\sqrt{171,4^2 + 47,6^2}} = 14,7 \geq [n]$$

, $14,7 \geq [n] = 1,5 \div 2,5$ верно.

17. Расчет подшипников вала и оси

Расчет подшипников вала

Расчет подшипников ведут по динамической грузоподъемности

$$C = P_{\text{ЭКВ}} \sqrt[3]{L} = 26314 \text{кН} ,$$

где $P_{\text{ЭКВ}}$ - эквивалентная нагрузка на подшипник, для конвейеров $P_{\text{ЭКВ}} = P_{\text{max}} = 19461$ (R_A , см рис. 9); L – долговечность подшипника, млн. оборотов

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} = 6,96 \text{млн. об} ,$$

где L_h - долговечность подшипника в часах, равная соответственно 1000, 3500 и 5000 часов для хороших, средних и тяжелых условий эксплуатации; n - частота вращения вала, об/мин.

$C = 26314 \text{кН} \leq C_r = 51000$, что удовлетворяет требованиям.

Расчет подшипников оси

Расчет подшипников ведут по динамической грузоподъемности

$$C = P_{\text{ЭКВ}} \sqrt[3]{L} = 12375 \text{кН} ,$$

где $P_{\text{ЭКВ}}$ - эквивалентная нагрузка на подшипник, для конвейеров $P_{\text{ЭКВ}} = P_{\text{max}}$ (R_A , см рис. 9); L – долговечность подшипника, млн. оборотов

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} = 45 \text{млн. об} ,$$

где L_h - долговечность подшипника в часах, равная соответственно 1000, 3500 и 5000 часов для хороших, средних и тяжелых условий эксплуатации; n - частота вращения оси, об/мин.

$C = 12375 \text{кН} \leq C_r = 81900$, что удовлетворяет требованиям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. - М., 1983.- 487с.
2. Марон, Ф.П. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / Ф.П. Марон, А.В. Кузьмин. - Минск, 1977.- 271с.
3. Тетеревков, А.И. Оборудование заводов неорганических веществ и основы проектирования / А.И. Тетеревков, В.В. Печковский. - Минск, 1981.- 335с.
4. Процессы и аппараты химической промышленности / П.Г. Романов [и др.]. - М., 1989.- 559с.
5. Березовский, Н.И. Горно-транспортные машины и подъемные механизмы / Н.И. Березовский, А.В. Нагорский, Д.А. Ширяев. – Минск: БНТУ, 2011. – 43 С.
6. Березовский, Н.И. Горно-транспортные машины и подъемные механизмы. / Н.И. Березовский, Г.И. Лютко, С.Г. Оника. – Минск: БНТУ, 2012. – 42 С.

Приложение

Допустимые значения скоростей движения ленты, м/с

Наименование перемещаемого груза	Ширина ленты, м	Допустимое значение, м/с
Крупнокусковые абразивные грузы (руда)	0,8...2,0	1,6...3,15
Среднекусковые абразивные грузы (камень, щебень, соль)	0,5...2,0	1,6...4
Малоабразивные среднекусковые грузы (кокс, уголь)	0,5...2,0	1,6...5
Мелкокусковые абразивные и зернистые грузы (песок, гравий, грунт)	0,5...2,0	2,5...6,3
Пылевидные грузы (мука, цемент)	0,5...1,0	0,8...1,25
Зернистые грузы (рожь, пшеница)	0,5...1,0	2...4

Углы естественного откоса и коэффициенты трения различных материалов

Материал	Угол естественного откоса, град.		Коэффициент трения по стали	
	в покое	в движении	для покоя	для движения
Антрацит	45	27	0,84	0,29
Гравий	45	30	1,00	0,58
Глина	50	40	0,75	-
Земля	45	30	1,0	0,85
Кокс	50	35	1,0	0,75
Пшеница	35	25	0,85	0,36
Песок	45	30	0,80	0,5
Железная руда	50	30	1,2	0,85
Фрезерный торф	45	40	0,75	0,6
Бурый уголь	50	35	1,0	0,58
Шлак	50	35	1,2	0,7
Щебень	45	35	0,63	-

Полученное значение ширины ленты (В) следует округлить до ближайшего большего размера по Стандарту, в котором приведены ширина ленты и число прокладок.

В=500...650 мм (П=3...5);

В=800 мм (3...6);

В=1000 мм (4...8);

В=1200 мм (4...8);

В=1400 мм (6...10);

В=1600 мм (7...10);

В=1800 мм (8...12);

В=2000 мм (10...12).

Значение угла наклона

Транспортируемый груз	Угол наклона
Каменный уголь, дробленый уголь, известняк	18
Бурый рядовой уголь, железная руда	18...20
Каменная соль	18...23
Влажная земля	20...24
Апатит	20
Сырая глина	16...20
Цемент	10...12
Каменноугольный кокс	17...20

Значение расстояний между роликowymi опорами

Ширина ленты	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2	1,4...1,6
Максимальной расстояние между ролик-опорами рабочей ветви конвейеров, груженой сыпучими материалом с объемной массой, т/м ³						
до 1	1500	1400	1400	1300	1300	1200
1..2	1400	1300	1300	1200	1200	1100
более 2	1300	1200	1200	1100	1100	1000

Диаметр роликоопор D_p (мм) принимают в зависимости от ширины ленты:

При ширине ленты $B=500\dots 600$ мм	102
Для желобчатых нормального исполнения и плоских при $B=800, 1000, 1200$ мм	127
При $B=1400\dots 1600$ мм	159
Для желобчатых тяжелого исполнения	
при $B=800, 1000, 1200$ мм	159
при $B=1400\dots 1600$ мм	194
при $B=2000$ мм	219

Коэффициент сопротивления ω

Условия работы	Характеристика условий работы	ω
Хорошие	Чистое, сухое, отапливаемое, беспыльное, хорошо освещенное помещение, удобный доступ для обслуживания	0,02
Средние	Отапливаемое помещение, но пыльное и сырое; средняя освещенность и удобный доступ для обслуживания	0,025
Тяжелые	Работа в неотапливаемом помещении и на открытом воздухе; плохая освещенность и удобный доступ для обслуживания	0,03...0,04
Очень тяжелые	Наличие всех указанных выше факторов, вредно влияющих на работу конвейера	0,04...0,06

Диаметр приводного барабана выбирают в зависимости от числа прокладок по условию обеспечения достаточной долговечности ленты:

для лент из хлопчатобумажных тканей $D_{п.б.}=(100...150) \cdot i_{п.}$;

для лент из синтетических тканей $D_{п.б.}=(150...300) \cdot i_{п.}$.

диаметр разгрузочного барабана принимается равным $D_{п.б.}$.

длина барабана $B_б=(150...200)+B$ мм.

Выбранные диаметры согласуются по ГОСТу 22644-77 из ряда 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500.