

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Горные машины»

ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И ПОДЪЕМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей 1-36 10 01 «Горные машины
и оборудование (по направлениям)», 1-36 13 01 «Технология
и оборудование торфяного производства»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением высших
учебных заведений Республики Беларусь по образованию
в области горнодобывающей промышленности*

Минск
БНТУ
2020

УДК 622.002.5.001.63:378.147.091.313(075.8)

ББК 33.16я7

Г69

А в т о р ы:

Н. И. Березовский, Е. К. Костюкевич,

Ю. В. Курак, П. В. Цыбуленко

Р е ц е н з е н т ы:

доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика и теория механизмов и машин» Белорусского государственного аграрного технического университета *А. Н. Орда*;
начальник Управления торфяной промышленности ГПО «Белтопгаз»

М. В. Хамицевич

Г69

Горно-транспортные машины и подъемные механизмы : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)», 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства» / Н. И. Березовский [и др.]. – Минск: БНТУ, 2020. – 29 с.

ISBN 978-985-583-064-2.

В издании изложена методика расчета машин на примерах решения конкретных задач. Приведены примеры расчетов машин.

Учебно-методическое пособие предназначено для практического усвоения теоретического материала по дисциплине «Горнотранспортные машины и подъемные механизмы».

УДК 622.002.5.001.63:378.147.091.313(075.8)

ББК 33.16я7

ISBN 978-985-583-064-2

© Березовский Н. И. [и др.], 2020

© Белорусский национальный
технический университет, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. РАСЧЕТ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА.....	5
2. РАСЧЕТ ПРИВОДА С КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ.....	10
3. РАСЧЕТ ЭЛЕВАТОРА.....	24
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	29

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 др.).

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.

На горноперерабатывающих предприятиях также широко используются элеваторы (ковшовые, люлочные), служащие для транспортирования насыпных грузов по вертикальному и крутонаклонному направлению.

Важным элементом конструкций является выбор приводного устройства, где клиноременная передача обладает надежностью и высоким КПД.

Целью данного практикума является формирование у студентов практических навыков проектного расчета горно-транспортных и грузоподъемных машин.

1. РАСЧЕТ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА

Рассчитать винтовой горизонтальный конвейер для перемещения сырого песка.

Исходные данные:

- насыпная масса груза γ , т/м³;
- расчетная производительность конвейера Q , т/ч;
- длина конвейера L , м;
- наименование груза.

1.1. Определяем необходимый диаметр винта:

$$D = 0,275 \frac{Q}{E \cdot n \cdot \Psi \cdot \gamma \cdot k_{\beta}}, \text{ м}, \quad (1.1)$$

где 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 принимается по табл. 1.1, а затем проверяется по формуле (1.2);

Ψ – коэффициент заполнения желоба (табл. 1.2);

γ – насыпная масса груза, т/м³;

k_{β} – коэффициент уменьшения производительности от наклона конвейера: $k_{\beta} = 1$ (т. к. конвейер горизонтальный).

По данным табл. 1.3 назначаем диаметр винта D , мм и шаг винта S , мм. По условию (1.2) максимально допустимая частота вращения винта

$$n_{\max} = \frac{A}{\sqrt{D}}, \text{ об/мин}, \quad (1.2)$$

где A – коэффициент (табл. 1.2);

D – диаметр винта, м.

Таблица 1.1

Рекомендуемая частота вращения винта винтового конвейера

Наименование груза	Размеры кусков, мм	Допускаемая частота вращения винта, об/мин
Гипс, известь, мел, песок сухой, цемент		50/120
Глина сухая, гравий, известняк	<60	40/100
Глина сухая, шлак кусковой	>60	40/80
Песок сырой		40/80
Бетон, глина сырая, цементный раствор		30/60

Таблица 1.2

Значение коэффициента А, коэффициента Ψ заполнения желоба и коэффициента ω сопротивления передвижению груза в конвейере

Группа грузов	Примеры грузов	А	Ψ	ω
Легкие неабразивные	древесные опилки	65	0,4	1,2
Легкие малоабразивные	мел, асбест	50	0,32	1,6
Тяжелые малоабразивные	глина сухая	45	0,25	2,5
Тяжелые абразивные	цемент, зола, песок, шлак	30	0,125	4,0

Таблица 1.3

Диаметр и шаг винта винтового конвейера

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

1.2. Определяем погонную нагрузку от массы вращающихся частей конвейера:

$$q_k = 80D, \text{ кгс/м.} \quad (1.3)$$

1.3. Определяем осевую скорость перемещения груза:

$$v = \frac{S \cdot n}{60}, \text{ м/с,} \quad (1.4)$$

где n – частота вращения винта, об/мин;

S – шаг винта, м;

Коэффициент сопротивления движению вращающихся частей конвейера: при подшипниках качения $\omega_B = 0,01$.

1.4. Определяем мощность на валу винта, потребляемую при работе конвейера:

$$N_0 = \frac{Q}{367} (L\omega \pm H) + 0,02kq_k L v \omega_B, \text{ кВт,} \quad (1.5)$$

где Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

L – проекция длины конвейера, м;

$k = 0,2$ – коэффициент, учитывающий характер перемещения винта.

1.5. Определяем мощность двигателя для привода конвейера:

$$N = \frac{kN_0}{\eta}, \text{ кВт,} \quad (1.6)$$

где k – коэффициент запаса: $k = 1,1 \div 1,35$;

η – КПД передач от двигателя к приводному валу: $\eta = 0,96$ в предположении, что в приводе будет использован двухступенчатый редуктор.

Выбираем по стандарту электродвигатель А02-61-6 с номинальной мощностью $N_{\text{ном}} = 10$ кВт при частоте вращения $n_{\text{дв}} = 965$ об/мин.

1.6. Определяем необходимое передаточное число привода:

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n}. \quad (1.7)$$

По стандарту выбираем редуктор типоразмера Ц2-250 с передаточным числом $i_p = 24,9$.

1.7. Определяем фактическую частоту вращения винта:

$$n_{\text{ф}} = \frac{n_{\text{дв}}}{i_p}, \text{ об/мин.} \quad (1.8)$$

1.8. Определяем фактическую производительность конвейера:

$$Q_{\text{ф}} = 47 \cdot D^2 \cdot S \cdot \Psi \cdot n_{\text{ф}} \cdot \gamma, \text{ т/ч,} \quad (1.9)$$

где D – диаметр винта, м;

S – шаг винта, м;

1.9. Определяем вращающий момент на валу винта:

$$M_0 = 975 \cdot \frac{N_0}{n_{\text{ф}}}, \text{ кгс} \cdot \text{м,} \quad (1.10)$$

где N_0 – мощность на валу винта, кВт.

1.10. Определяем угол подъема винтовой линии (по наружному диаметру винта):

$$\text{tg} \alpha = \frac{S}{\pi \cdot D}, \text{ град.} \quad (1.11)$$

1.11. Определяем коэффициент трения в состоянии относительного движения груза:

$$f_d = (0,7 \div 0,9) f_0, \quad (1.12)$$

где $f_0 = 0,6$ – коэффициент трения влажного песка по стали.

1.12. Определяем угол трения:

$$\rho = \arctg f_d, \text{ град.} \quad (1.13)$$

1.13. Определяем осевое усилие на винте:

$$P_{oc} = \frac{2M_0}{kDtg(a + \rho)}, \text{ кгс,} \quad (1.14)$$

где k – коэффициент, учитывающий значение радиуса, на котором действует сила: $k = 0,7 \div 0,8$;

a – угол подъема винтовой линии винта, град;

ρ – угол трения;

Величина P_{oc} используется при выборе подшипников.

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 1.4

Таблица 1.4

Исходные данные для выполнения расчетов

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7
Насыпная масса груза $\gamma, \text{т/м}^3$	1,6	1,7	1,86	1,6	1,3	1,4	1,7
Длина конвейера $L, \text{м}$	20	30	40	35	25	20	25
Расчетная производительность конвейера $Q, \text{т/ч}$	35	40	45	50	47	37	30
Наименование груза	мел	бетон	глина сухая	гипс	песок сырой	песок сухой	глина сырая

2. РАСЧЕТ ПРИВОДА С КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Подобрать электродвигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты привода, расчет клиноременной передачи (рис. 2.1).

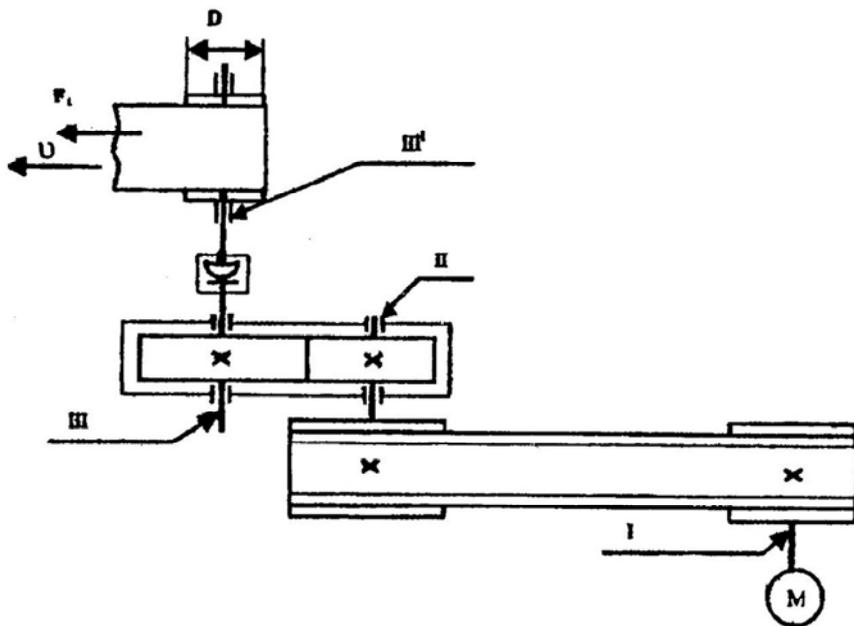


Рис. 2.1. Схема привода конвейера

Исходные данные:

- тяговое усилие на ленте конвейера F_t , кН;
- скорость ленты конвейера v , м/с;
- диаметр барабана конвейера D , мм;
- общее передаточное отношение привода $i_{\text{общ}}$;
- передача неревверсивная, нагрузка постоянная, работа двухсменная;
- ресурс привода Lh , часов.

Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода

2.1. Определяем мощность на валу конвейера:

$$P'_3 = F_t \cdot v, \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где F_t – тяговое усилие на ленте конвейера, кН;
 v – скорость ленты конвейера, м/с.

2.2. Определяем частоту вращения валов конвейера:

$$n'_3 = \frac{60v}{\pi d}, \text{ мин}^{-1}, \quad (2.2)$$

где v – скорость ленты конвейера, м/с;
 d – диаметр барабана конвейера, мм.

2.3. Определяем общий КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot (\eta_4)^3, \quad (2.3)$$

где $\eta_1 = 0,95$ – КПД клиноременной передачи;
 $\eta_2 = 0,98$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи;
 $\eta_3 = 0,98$ – КПД муфты;
 $\eta_4 = 0,995$ – КПД пары подшипников.

2.4. Определяем требуемую мощность электродвигателя:

$$P_{\text{тр}} = \frac{P'_3}{\eta_{\text{общ}}}, \text{ кВт}. \quad (2.4)$$

2.5. Определяем требуемую частоту вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{тр}} = n'_3 \cdot i_{\text{общ}}, \text{ мин}^{-1}. \quad (2.5)$$

По табл. 2.1 выбираем электродвигатель 4А112МВ6, у которого $P_{\text{ном}} = 5,5$ кВт, $n_{\text{синхр}} = 1000$ мин⁻¹, $n_{\text{асинхр}} = 950$ мин⁻¹.

Таблица 2.1

Двигатели закрытые обдуваемые единой серии 4А
(тип/асинхронная частота вращения, мин⁻¹)

Мощность P , кВт	Диаметр вала d , мм	Синхронная частота вращения вала, мин ⁻¹			
		3000	1500	1000	750
0,25	19	–	–	–	71В8/680
0,37	19,22	–	–	71А6/910	80А8/675
0,55	19,22	–	71А4/1390	71В6/900	80В8/700
0,75	19,22,24	71А2/2840	71В4/1390	80А6/915	90ЛА8/700
1,1	19,22,24	71В2/2810	80А4/1420	80В6/920	90ЛВ8/700
1,5	22,24,28	80А2/2850	80В4/1415	90Л6/935	100Л8/700
2,2	22,24,28	80В2/2850	90Л4/1425	100Л6/950	112МА8/700
3	24,28,32	90Л2/2840	100S4/1435	112МА6/955	112МВ8/700
4	28,32,38	100S2/2880	100Л4/1430	112МВ6/949	132S8/720
5,5	28,32,38	100Л2/2880	112М4/1445	132S6/965	132М8/720
7,5	32,38,42	112М2/2900	132S4/1445	132М6/970	160S8/730
11	38,42	132М2/2900	132М4/1460	160S6/975	160М8/730
15	42,48	160S2/2940	160S4/1465	160М6/975	180М8/730
18,5	42,48	160М2/2940	160М4/1465	180М6/975	
22	48	180S2/2945	180S4/1470		
30	48	180М2/2945	180М4/1470		

2.6. Уточняем общее передаточное отношение привода:

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{асинхр}}}{n'_{\text{ш}}}. \quad (2.6)$$

Назначаем передаточные числа передач. Для цилиндрической зубчатой передачи выбираем $u_{\text{шп}} = 5,0$, тогда $u_{\text{рп}} = 7,537/5,0 = 1,51$.

**Выполняем кинематический и силовой
расчеты привода**

2.7. Определяем мощности на валах:

$$P_1 = P_{\text{тр}}, \text{ кВт}; \quad (2.7)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_4, \text{ кВт}; \quad (2.8)$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_4, \text{ кВт}; \quad (2.9)$$

$$P'_3 = P_3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4, \text{ кВт}. \quad (2.10)$$

2.8. Определяем частоты вращения валов:

$$n_1 = n_{\text{асинхр}}, \text{ мин}^{-1}; \quad (2.11)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{рп}}}, \text{ мин}^{-1}; \quad (2.12)$$

$$n_3 = n'_3, \text{ мин}^{-1}. \quad (2.13)$$

2.9. Определяем передаваемые вращающие моменты:

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \frac{P_1}{n_1}, \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.14)$$

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^3 \frac{P_2}{n_2}, \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.15)$$

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \frac{P_3}{n_3}, \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.16)$$

$$T'_3 = 9,55 \cdot 10^3 \frac{P'_3}{n'_3}, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.17)$$

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7
Тяговое усилие на ленте конвейера F_t , кН	2,5	2,7	3	2,3	2,5	2,6	2,2
Скорость ленты конвейера v , м/с	1,65	1,6	1,55	1,7	1,75	1,65	1,67
Диаметр барабана конвейера D , мм	250	300	210	220	200	270	250
Общее передаточное отношение привода $i_{общ}$	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
Ресурс привода Lh , часов	10000	9500	9000	11000	9800	10450	10980

Расчет клиноременной передачи

Исходные данные:

- передаваемая мощность P_1 , кВт;
- частота вращения вала двигателя n_1 , мин⁻¹;
- частота вращения II n_2 , мин⁻¹;
- передаточное число передачи $u_{рп}$.

По табл. 2.3 или по графику (рис. 2.2) при моменте на ведомом шкиве T_2 , Н·м выбираем ремень.

Размеры клиновых ремней (по ГОСТ 1284.1-89)

Нормальное сечение ремня	Размеры сечения, мм			$A, \text{мм}^2$	Диапазоны расчетных длин L , мм	$D_{\min} = d_p$, мм	Рекомендуемый диапазон моментов T_2 , Н·м
	b_p	h	b_0				
Z(0)	8,5	6	10	47	400–2500	63	до 25
A	11,0	8	13	81	560–4000	90	11–70
B(Б)	14,0	10,5	17	138	1000–6300	125	40–190
C(В)	19,0	13,5	22	230	1800–10600	200	110–550
D(Г)	27,0	19	32	476	3150–15000	315	450–2000
E(Д)	32,0	23,5	38	692	4500–18000	500	1100–4500
EO(E)	42,0	30,0	50	1170	6300–14000	800	свыше 2200



Рис. 2.2. Рекомендуемые сечения ремней

Примечания

1. Стандартный ряд расчетных длин: 400; 425; 450; 475; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950; 1000; 1060; 1120; 1180; 1250; 1320; 1400; 1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000; 2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750; 5000; 5300; 5600;

6000; 6300; 6700; 7100; 7500; 8000; 8400; 9000; 9500; 10000; 10600; 11200; 11800; 12500; 14000; 15000; 17000; 18000 мм.

2. Стандартный ряд диаметров шкивов: 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 мм

3. В скобках даны обозначения сечений ремней по ГОСТ 1284.1-80.

По табл. 2.4 при угле профиля канавок $\varphi = 36^\circ$ определяем диаметр меньшего шкива.

Рекомендуется избегать применения шкивов с D_{\min} (табл. 2.3). Для уменьшения величины напряжений изгиба, снижающих долговечность ремня, выбираются шкивы с диаметрами $d_p = D_{\min}$.

2.10. Определяем диаметр ведомого (большого) шкива:

$$D_2 = D_1 \cdot u_{\text{pp}}, \text{ мм} \quad (2.18)$$

Выбираем стандартное значение D_2 .

2.11. Определяем фактическое передаточное число с учетом коэффициента упругого скольжения $\varepsilon = 0,01$:

$$u_{\text{ф}} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)} \quad (2.19)$$

2.12. Определяем отклонение от заданного значения:

$$\Delta u = \frac{|u_{\text{ф}} - u|}{u_{\text{pp}}} \cdot 100 \%, \quad (2.20)$$

Рекомендуют $\Delta u \leq 4 \%$.

Таблица 2.4

Размеры профиля канавок шкивов, мм, по ГОСТ 20889-88 (см. рис. 2.2)

Сечение ремня	l_p	b	h , не менее	e	f	r	$\varphi = 34^\circ$		$\varphi = 36^\circ$		$\varphi = 38^\circ$		$\varphi = 40^\circ$		d	X
							d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1		
Z (0)	8,5	2,5	7,0	12,0	8,0	0,5	63-71	10	80-100	10,1	112-160	10,2	180	10,3	9 _{-0,03}	6,0
A	11,0	3,3	8,7	15,0	10,0	1,0	90-112	13,1	125-160	13,3	180-400	13,4	450	13,5	11,6 _{0,0035}	7,6
B (Б)	14,0	4,2	10,8	19,0	12,5	1,0	125-160	17,0	160-224	17,2	250-500	17,4	560	17,6	14,7 _{0,0035}	9,6
C (В)	19,0	5,7	14,3	25,5	17,0	1,5	-	-	200-15	22,9	355-630	23,1	710	23,3	20 _{-0,045}	13,1
Д (Г)	27,0	8,1	19,9	37,0	24,0	2,0	-	-	315-450	32,5	500-900	32,8	1000	33,2	28,5 _{0,045}	18,8
Е (Д)	32,0	9,6	23,4	44,5	29,0	2,0	-	-	500-560	38,5	650-1120	38,9	1250	39,3	33,8 _{0,0035}	22,3
ЕО (Е)	42,0	12,5	30,5	58,0	38,0	2,5	-	-	-	-	800-1400	50,6	1600	51,1	44,5 _{0,05}	29,6

Примечание

1. Размеры b , b_1 и l_p не распространяются на шкивы сварные из листового материала и шкивы для полуперекрытых передач.
2. Шероховатость рабочих поверхностей канавок не должна быть более $R_a = 2,5$ мкм.
3. Предельные отклонения угла φ : 1° – для ремней сечений Z, A, B; $30'$ – для ремней сечений C, Д, Е, ЕО.
4. В скобках указаны обозначения сечений ремня в предыдущем стандарте.

2.13. Определяем скорость ремня:

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}, \quad (2.21)$$

где n_1 – частота вращения вала двигателя, мин^{-1} .

Выбираем межосевое расстояние из рекомендуемого промежутка (если оно задано, то проверяем, попадает ли заданное значение в указанный промежуток).

$$0,7 \cdot (D_1 + D_2) \leq a \leq 2 \cdot (D_1 + D_2); \quad (2.22)$$

2.14. Определяем расчетную длину ремня:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{\Delta u \cdot a}, \text{ мм}, \quad (2.23)$$

где a – межосевое расстояние, мм.

Выбираем стандартную ближайшую длину ремня по табл. 2.3.

2.15. Уточняем межосевое расстояние для выбранной длины ремня:

$$\omega = \pi \cdot \frac{D_1 + D_2}{2}, \text{ мм} \quad (2.24)$$

$$q = \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2, \text{ мм} \quad (2.25)$$

$$a = 0,25 \left[(L_p - \omega) + \sqrt{(L_p - \omega)^2 - 8q} \right], \text{ мм} \quad (2.26)$$

2.16. Определяем минимальное межосевое расстояние при надевании ремня:

$$a_{\min} = a - 0,015L_p, \text{ мм} \quad (2.27)$$

2.17. Определяем максимальное межосевое расстояние для компенсации вытяжки ремня в процессе работы:

$$a_{\max} = a + 0,03L_p, \text{ мм} \quad (2.28)$$

2.18. Определяем угол охвата на малом $F_t = 1000P_1 / \vartheta_1$, Н шкиве:

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{(D_2 - D_1)}{a}, \text{ град} \quad (2.29)$$

Должно соблюдаться условие $\alpha \geq 120^\circ$.

2.19. Определяем окружное усилие:

$$F_t = 1000P_1 / \vartheta_1, \text{ Н} \quad (2.30)$$

2.20. Определяем частоту пробега ремня:

$$v = \frac{\vartheta_1}{L_p}, \text{ с}^{-1} \quad (2.31)$$

Должно соблюдаться условие $v \leq 10 \text{ с}^{-1}$

Исходное удельное окружное усилие K_0 определяем из табл. 2.5 по значению касательного напряжения в ремне (при $v = 5 \text{ с}^{-1}$ $\sigma_0 = 1,5 \text{ МПа}$, при $v = 5-10 \text{ с}^{-1}$ $\sigma_0 = 1,2 \text{ МПа}$, при $v > 10 \text{ с}^{-1}$ $\sigma_0 = 0,9 \text{ МПа}$);

Таблица 2.5

Допускаемое исходное удельное окружное
усилие K_0 для ремней

Диаметр малого шкива	Сечение ремня	K_0 , МПа		
		$\sigma_0 = 0,9$ МПа	$\sigma_0 = 1,2$ МПа	$\sigma_0 = 1,5$ МПа
71	Z (0)	1,18	1,45	1,62
80		1,28	1,57	1,74
90 и более		–	1,65	1,86
100	A(A)	1,23	1,51	1,67
112		1,31	1,61	1,80
125 и более		–	1,70	1,91
140	B(Б)	1,23	1,51	1,67
160		1,36	1,67	1,88
180 и более		–	1,74	2,05
200	C(В)	1,23	1,51	1,67
224		1,38	1,69	1,89
250		–	1,84	2,07
280 и более		–	1,91	2,24
315		Д(Г)	1,23	1,51
355	1,40		1,72	1,93
400	–		1,91	2,16
450 и более	–		1,92	2,24
500	E(Д)	1,23	1,51	1,67
560		1,40	1,72	1,93
630 и более		–	1,92	2,24
800	EO(E)	1,23	1,51	1,67
900		–	1,73	1,95
1000 и более		–	1,92	2,24

2.21. Определяем допускаемое удельное окружное усилие:

$$K = K_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3, \quad (2.31)$$

где C_1 , C_2 , C_3 – поправочные коэффициенты;

C_1 – коэффициент угла обхвата (табл. 2.6);

C_2 – коэффициент скорости (табл. 2.7);

C_3 – коэффициент режима работы (табл. 2.8).

Таблица 2.6

Значение коэффициента C_1

Угол обхвата α , град	Коэффициент C_1		Угол обхвата α , град	Коэффициент C_1	
	плоские ремни	клиновые ремни		плоские ремни	клиновые ремни
70	–	0,52	130	0,85	0,87
80	–	0,62	140	0,88	0,90
90	–	0,68	150	0,91	0,93
100	–	0,74	160	0,94	0,96
110	0,79	0,79	170	0,97	0,98
120	0,82	0,83	180	1,0	1,0

Таблица 2.7

Значение коэффициента C_2

Коэффициент C_2	Скорости ремня v , м/с										
	1	5	10	15	20	25	30	35	40	50	70
Для ремней плоских	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68	–	–	–	–
Для ремней клиновых	1,05	1,04	1,00	0,94	0,85	0,74	0,60	–	–	–	–

Таблица 2.8

Значение коэффициента C_3

Характер нагрузки	Тип машины	Коэффициент C_3
Спокойная нагрузка. Пусковая нагрузка до 120 % номинальной.	Электрические генераторы, вентиляторы, компрессоры, ленточные конвейеры, токарные, сверлильные, шлифовальные станки.	1,0
Умеренные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 150 % номинальной.	Поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами. Пластинчатые конвейеры. Станки-автоматы. Фрезерные станки.	0,9

Характер нагрузки	Тип машины	Коэффициент C_3
Значительные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 200 % номинальной.	Реверсивные приводы. Элеваторы, винтовые прессы. Строгальные и долбежные станки.	0,8

2.22. Определяем необходимое число ремней:

$$z = \frac{F_t}{KA}. \quad (2.32)$$

2.23. Определяем силу, действующую на валы:

$$F_n = 2\sigma_0 \cdot A \cdot Z \cdot \sin\left(\frac{a}{2}\right), \text{ Н.} \quad (2.33)$$

Силу F_n считаем направленной по межосевой линии.

2.24. Определяем расчетную долговечность ремня:

$$L_h = \frac{10^7}{7200v} \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m k_1 k_2, \text{ ч,} \quad (2.34)$$

где σ_N – временной предел выносливости (для клиновых ремней принимаем $\sigma_N = 9$ МПа);

k_1 – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа u на долговечность ремня в зависимости от напряжения изгиба (при $u = 1; 1,26; 1,41; 2; 4$ $k_1 = 1; 1,3; 1,4; 1,7; 1,9$ соответственно);

k_2 – коэффициент, учитывающий режим работы передачи (при постоянной нагрузке $k_2 = 1$; при переменной нагрузке $k_2 = 1,8$);

σ_{\max} – максимальное напряжение в цикле для ремней.

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 \sigma_t / 2 + \sigma_{\text{и}} \sigma_{\text{ц}}, \text{ МПа}, \quad (2.35)$$

где σ_0 – напряжение в ремне от силы предварительного натяжения (см. выше);

$\sigma_0/2 = F_t/2A$ – напряжения от окружного усилия;

$\sigma_{\text{и}} = E_{\text{и}} \cdot \delta / D_{\min}$ – напряжение изгиба ($\delta = h$ – толщина или высота ремня);

$E_{\text{и}}$ – модуль упругости ремня при изгибе: $E_{\text{и}} = 80\text{--}140$ МПа для прорезиненных ремней;

D_{\min} – диаметр меньшего шкива;

$\sigma_{\text{ц}} = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}$ – напряжение от центробежных сил ($\rho = 1250\text{--}1500$ кг/м³ для прорезиненных ремней; $\rho = 600\text{--}1200$ кг/м³ для синтетических ремней);

m – показатель степени (для клиновых ремней $m \approx 8$).

Рекомендуемая средняя долговечность ремней $L_h = 1000\text{--}5000$ ч.

2.25. Определяем ширину обода шкива:

$$M = (Z - 1)e + 2f, \text{ мм}. \quad (2.36)$$

2.26. Определяем наружный диаметр шкива:

$$d_{ei} = D_i + 2b. \quad (2.37)$$

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 2.9.

Таблица 2.9

№ варианта	1	2	3	4	5	6
Передаваемая мощность P_t , кВт	4,59	5,3	4,55	4,50	5,01	5,5
Частота вращения вала двигателя n_1 , об/мин ⁻¹	950	950	950	950	950	950
Частота вращения вала II n_2 , об/мин ⁻¹	629	630	650	647	629	630
Передаточное число передачи $u_{\text{пр}}$	1,51	1,4	1,6	1,51	1,5	1,47

3. РАСЧЕТ ЭЛЕВАТОРА

Определить основные параметры ковшового элеватора.

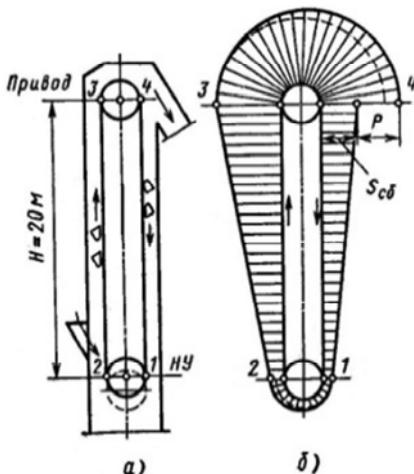


Рис. 2.1. Схема к расчету элеватора
 а – расчетная схема; б – диаграмма натяжения тягового органа

Исходные данные:

- насыпная масса γ , кг/м³;
- производительность Q , т/ч;
- высота подъема H , м;
- размер кусков a_{\max} , мм.

3.1. Определяем линейную емкость ковшей:

$$\frac{i_0}{a} = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \Psi \cdot \gamma}, \text{ л/м,} \quad (3.1)$$

где i_0 – емкость ковша, л;

v – скорость движения ковшей (в быстроходных элеваторах $v = 1-2$ м/с, в тихоходных $v = 3 \div 6$ м/с);

Ψ – коэффициент заполнения ковшей (для ковшей со скругленным днищем $\Psi = 0,6$, для трапециевидных $\Psi = 0,7 - 0,8$);

a – шаг (расстояние между осями ковшей), м;

γ – насыпная масса материала, кг/м³.

По табл. 3.1 принимаем элеватор с шириной ковша b , мм и шагом a , мм.

Таблица 3.1

Параметры ковшей вертикальных элеваторов

Ширина ковша b , мм	Шаг ковшей a , мм	Закругленные ковши				Остроугольные и закругленные трапециевидные ковши				
		Глубокие (тип Г)		Мелкие (тип М)		Шаг ковшей a , мм	Остроугольные (тип С)		Трапециевидные (тип Т)	
		Емкость одного ковша, л	Линейная емкость, л/м	Емкость одного ковша, л	Линейная емкость, л/м		Емкость одного ковша, л	Линейная емкость, л/м	Емкость одного ковша, л	Линейная емкость, л/м
100	200	0,33	1,6	0,18	0,9	–	–	–	–	–
125	320	0,64	2,0	0,37	1,2	–	–	–	–	–
160	320	1,00	3,2	0,65	2,0	160	1,20	7,50	–	–
200	400	2,00	5,0	1,30	3,3	200	2,40	12,1	–	–
250	400	3,20	8,0	2,50	6,3	200	3,40	16,8	–	–
320	500	6,40	12,8	4,50	9,0	250	6,80	27,0	7,6	30
400	400	9,80	20,0	7,90	15,8	320	13,1	41,0	16,6	52
500	630	18,60	30,0	–	–	400	27,0	68,0	33,0	84
650	630	27,50	44,0	–	–	500	–	–	70,0	140
800	800	47,0	59,0	–	–	630	–	–	138	220
1000	800	67,30	84,0	–	–	630	–	–	172	275

3.2. Определяем мощность на приводном валу барабана:

$$N_0 = \frac{QH}{367} \left(1,15 + \frac{k_3}{\gamma} \right), \text{ кВт}, \quad (3.2)$$

где H – высота элеватора, измеренная между осями приводного и натяжного барабанов, м;

k_3 – коэффициент, учитывающий усилие, затрачиваемое на зачерпывание материала, и зависящий от типа элеватора и производительности (табл. 3.2);

γ – насыпная масса материала, кг/м³.

Таблица 3.2

Значение коэффициента k_3

Тип элеватора	Значение коэффициента k_3 при производительности, м ³ /ч			
	до 20	20–40	40–80	80–150
Ленточный	1500	1150	950	750
Цепной	1050	750	650	550

3.3. Определяем линейную массу ковшовой цепи:

$$q_0 = k \cdot Q, \text{ кг/м}, \quad (3.3)$$

где k – коэффициент (принимается по табл. 3.3);

Q – производительность элеватора, т/ч;

Таблица 3.3

Значение коэффициента k

Производительность элеваторов, т/ч	Вертикальные элеваторы					
	Ленточные		Одноцепные		Двухцепные	
	Тип ковшей					
	Без бортовых направляющих	С бортовыми направляющими	Без бортовых направляющих	С бортовыми направляющими	Без бортовых направляющих	С бортовыми направляющими
До 10	0,60	–	1,1	–	–	–
10–25	0,50	–	0,8	1,10	1,2	–
25–50	0,45	0,60	0,60	0,85	1,0	–
50–100	0,40	0,55	0,50	0,70	0,8	1,1
Свыше 100	0,35	0,50	–	–	0,6	0,9

3.4. Определяем окружное усилие на приводном барабане (рис. 3.1):

$$P = \frac{N_0 \cdot 1000}{g}, \text{ Н}, \quad (3.4)$$

где N_0 – мощность двигателя элеватора, кВт;

g – скорость движения ковшей.

3.5. Определяем необходимое натяжение ленты в точке сбегания с барабана, по условиям передачи усилия трением:

$$S_{сб} = \frac{P}{e^{fa} - 1}, \text{ Н}, \quad (3.5)$$

где P – окружное усилие на приводном барабане, Н;

$e = 2,71$ – основание натуральных логарифмов;
 f – коэффициент трения тягового органа о барабан ($f = 0,3$);
 α – угол обхвата ($\alpha = \pi$).
 Необходимо соблюдать условие $S_{сб} \geq S_{min}$.

3.6. Определяем минимальное натяжение в точке S_{min} :

$$S_{min} = 5qg, \text{ Н}, \quad (3.6)$$

где $q = Q/3,6v$ – линейная масса материала в ковшах, кг/м;
 $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с².

3.7. Определяем натяжение в точке 4, создаваемое силой тяжести порожней ветви:

$$S_4 = q_0 H q + S_{min}, \text{ Н} \quad (3.7)$$

По условиям сцепления ленты с барабаном требуется условие $S_4 > S_{сб}$.

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 3.4

Таблица 3.4

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7
Насыпная масса γ , кг/м ³	1500	2000	2500	1700	1300	1500	2100
Производительность Q , т/ч	60	80	110	65	50	70	80
Высота подъема H , м	20	23	25	19	25	22	27
Размер кусков a_{max} , мм	40	39	42	45	35	48	40

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Списаковский, А. О. Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – М., 1983. – 487 с.
2. Березовский, Н. И. Горнотранспортные машины и подъемные механизмы / Н. И. Березовский, А. В. Нагорский, Д. А. Ширяев. – Минск: БНТУ, 2011. – 43 с.
3. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. П. Марон. – Минск, 1983. – 351 с.
4. Березовский, Н. И. Горнотранспортные машины и подъемные механизмы / Н. И. Березовский, Г. И. Лютко, С. Г. Оника. – Минск: БНТУ, 2012. – 42 с.
5. Романов, П. Г. Процессы и аппараты химической промышленности / П. Г. Романов [и др.]. – М., 1989. – 559 с.
6. Тетеревков, А. И. оборудование заводов неорганических веществ и основы проектирования / А. И. Тетеревков, В. В. Печковский. – Минск, 1981. – 335 с.
7. Иванов, В. И. Специальные грузоподъемные машины / В. И. Иванов, В. И. Иванова. – Мн.: Беларуская навука, 1997. – 335 с.
8. Прикладная механика: курсовое проектирование: учебное пособие / В. Л. Николаенко [и др.]; под ред. А. Т. Скойбеды. – Минск: БНТУ, 2010. – 177 с.

Учебное издание

БЕРЕЗОВСКИЙ Николай Иванович
КОСТЮКЕВИЧ Елена Казимировна
КУРАК Юлия Владимировна [и др.]

ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И ПОДЪЕМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей 1-36 10 01 «Горные машины
и оборудование (по направлениям)», 1-36 13 01 «Технология
и оборудование торфяного производства»

Редактор *Е. В. Герасименко*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 11.06.2020. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 1,74. Уч.-изд. л. 1,36. Тираж 100. Заказ 557.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.