

Министерство образования Украины
Донецкий государственный технический университет

**Теоретические основы и расчеты
транспорта энергоемких
производств**

Под ред. В.А. Будишевского
А.А. Сулимы

*Рекомендовано Министерством образования Украины как
учебное пособие для студентов, обучающихся по направлениям
«Электромеханика», «Горное дело», «Инженерная механика».*

ISBN 966–7559–02–5

Донецк 1999

ББК 33.16

Т 33

УДК 622.61:624.1

Т 33 Теоретические основы и расчеты транспорта энергоемких производств. Под ред. В.А. Будишевского, А.А. Сулиммы. — Донецк, 1999. — 216 с.

ISBN 966-7559-02-5

Приведены основы теории, справочные данные транспортного оборудования, выполнены примеры расчетов основных и вспомогательных транспортных средств горных предприятий и обогатительных фабрик, разработаны задания на самостоятельное решение задач. Рассмотрены методы и технология проектирования схем транспорта.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлениям «Электромеханика», «Горное дело», «Инженерная механика», а также для инженерно — технических и научных работников добывающей и перерабатывающей промышленности.

Табл. 135, Ил. 36. Библиогр.: 11 назв.

ББК 33.16

ISBN 966-7559-02-5

Авторы: Ададунов В.В., Ариненков В.В., Будишевский В.А., Воюш Ф.С., Грудачев А.Я., Гутаревич В.О., Кислун В.А., Кондратьев А.Е., Маценко В.Н., Мухопад Н.Д., Полетаев Ю.А., Следь Н.Н., Сноведский Е.М., Сулима А.А., Чебаненко К.И., Шавлак В.Ф.

Рецензенты: Л.Н. Ширин, д.т.н., проф.;

З.Л. Финкельштейн, д.т.н., проф.

Корректурa и редакционно-техническое оформление Ю.А.Полетаева

*© Ададунов В.В., Ариненков В.В., Будишевский В.А., Воюш Ф.С.,
Грудачев А.Я., Гутаревич В.О., Кислун В.А., Кондратьев А.Е., Маценко
В.Н., Мухопад Н.Д., Полетаев Ю.А., Следь Н.Н., Сноведский Е.М.,
Сулима А.А., Чебаненко К.И., Шавлак В.Ф., 1999*

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАНСПОРТА СОБСТВЕННЫМ ВЕСОМ	
1.1. Кинематические параметры материальной частицы на неподвижной плоскости	7
1.2. Производительность желоба	9
1.3. Теория грузоспускного конвейера	12
1.4. Теория винтового спуска	13
2. ТРАНСПОРТ КОНВЕЙЕРАМИ	
2.1. Скребковые конвейеры	15
2.1.1. Производительность	15
2.1.2. Сопротивления движению тяговой цепи	20
2.1.3. Натяжение тяговой цепи	23
2.1.4. Проверка тяговой цепи на прочность	25
2.1.5. Мощность двигателей	26
2.2. Ленточные конвейеры	30
2.2.1. Производительность	30
2.2.2. Сопротивление движению ленты и тяговое усилие	32
2.2.3. Метод подсчета натяжений гибкого тягового органа "по точкам"	36
2.2.4. Элементы теории передачи тягового усилия трением	36
2.2.5. Диаграммы натяжений тягового органа	39
2.2.6. Методика выбора первоначального натяжения	40
2.2.7. Проверка ленты на прочность, определение требуемого числа последовательно установленных конвейеров	44
2.2.8. Проверка двигателя по мощности и определение расхода энергии	51
2.2.9. Содержание и порядок расчета ленточного конвейера	52
3. РЕЛЬСОВЫЙ ТРАНСПОРТ	
3.1. Рельсовые пути	57
3.1.1. Параметры рельсового пути	57
3.1.1.1. Выбор типа рельса	57
3.1.1.2. Ширина рельсовой колеи	59
3.1.1.3. Уклон пути	59
3.1.2. Рельсовые пути на горизонтальных закруглениях	60
3.1.3. Расчет планировки рельсовых путей	62
3.2. Вагонетки	68
3.2.1. Сопротивления движению	68
3.2.2. Устойчивость вагонеток	76
3.3. Электровозная откатка	81
3.3.1. Уравнение движения поезда	81
3.3.2. Закон сцепления	82
3.3.3. Закон торможения	83
3.3.4. Тахограммы движения поезда	84

3.3.5. Сила тяжести поезда по условию нагрева тяговых электродвигателей	86
3.3.6. Сила тяжести поезда по условиям сцепления и торможения	91
3.3.7. Необходимое количество электровозов, аккумуляторных батарей, зарядных столов и вагонеточный парк	95
3.3.8. Расчет преобразовательной подстанции	98
4. КАНАТНЫЙ ТРАНСПОРТ	
4.1. Схемы путевого развития и организация движения при откатке по наклонным выработкам	103
4.2. Производительность откатки и число вагонеток в составе	104
4.3. Расчет и выбор каната	108
4.4. Проверка возможности самокатного движения порожнего состава	110
4.5. Расчет мощности и выбор двигателя подъемной машины	110
4.6. Определение параметров подъемной машины и ее выбор	113
4.7. Содержание и порядок расчета откаток концевыми канатами	113
5. СКРЕПЕРНЫЕ УСТАНОВКИ	
5.1. Определение емкости скрепера	119
5.2. Определение мощности двигателя, выбор скреперной лебедки	122
6. НАПОЧВЕННЫЕ И МОНОРЕЛЬСОВЫЕ ДОРОГИ	
6.1. Дороги с канатным тяговым органом	125
6.2. Монорельсовые дороги с локомотивной тягой	129
7. ОБОРУДОВАНИЕ ПОДЗЕМНЫХ СТАНЦИЙ	
7.1. Опрокидыватели	137
7.2. Толкатели. Определение мощности привода	141
7.3. Бункеры. Определение пропускной способности бункеров	142
7.4. Маневровые лебедки. Определение основных параметров	145
8. ТРАНСПОРТ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИК	
8.1. Ленточные конвейеры	151
8.1.1. Особенности расчета ленточного конвейера с приводом, работающим в генераторном режиме	168
8.2. Скребковые конвейеры	169
8.2.1. Выбор размеров желоба конвейера общего назначения, типа цепи и шага скребков	169
8.2.2. Определение сопротивлений на характерных участках трассы конвейера	170
8.2.3. Определение натяжений в характерных точках	171
8.2.4. Проверка тяговой цепи на прочность	172
8.2.5. Определение тягового усилия и мощности приводного двигателя	173
8.2.6. Особенности расчета конвейера сплошного волочения	176
8.3. Ковшовые элеваторы	177
8.3.1. Выбор типа элеватора и определение размеров ковшей	177
8.3.2. Определение погонных масс	180
8.3.3. Определение сопротивлений движению на характерных	

участках элеватора	180
8.3.4. Определение натяжений цепей в характерных точках	181
8.3.5. Определение запаса прочности цепей	182
8.3.6. Определение окружного тягового усилия на приводном блоке	182
8.3.7. Выбор редуктора	182
8.3.8. Выбор электродвигателя	182
8.3.9. Выбор стопорного устройства	184
8.3.10. Особенности расчета элеватора с ленточным тяговым органом	184
8.4. Обезвоживающие элеваторы	186
8.4.1. Определение емкости ковша	186
8.4.2. Определение длины элеватора	188
8.4.3. Определение погонных масс	189
8.4.4. Определение сопротивлений движению	190
9. ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ, ТРЕБОВАНИЯ И МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОДЗЕМНОГО ТРАНСПОРТА	
9.1. Цель и задачи проектирования	194
9.2. Методы проектирования	194
9.3. Технология проектирования подземного транспорта	194
9.3.1. Подготовка и анализ исходных данных	194
9.3.2. Аналитический выбор и обоснование транспортных средств	195
9.3.3. Выбор и обоснование транспортных средств по таблицам и графикам	208
9.3.4. Автоматизированное проектирование подземного транспорта	210
9.3.5. Схема подземного транспорта	212
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	215
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	216

ВВЕДЕНИЕ

Осуществление прироста добычи и переработки угля можно обеспечить в основном за счет повышения производительности труда. Путь к этому - внедрение высокопроизводительной выемочной и транспортной техники, улучшение использования производственных мощностей. Одной из важнейших проблем является дальнейшее развитие и совершенствование внутришахтного транспорта, относящегося к числу основных звеньев технологического комплекса производственных процессов угольной шахты.

Правильный выбор и расчет транспортного оборудования, а также его сочетание в схеме транспорта, позволит снизить затраты ручного труда, повысить его производительность и, в конечном итоге, снизить стоимость транспортирования грузов.

В настоящее время отсутствуют литературные источники с примерами решения задач выбора параметров транспортного оборудования (подобный сборник задач был издан свыше 35 лет назад), поэтому актуальность издания работы очевидна.

Методически учебное пособие построено следующим образом: по каждому излагаемому вопросу вначале даны краткие теоретические положения к отдельным задачам, приведены необходимые справочные материалы, а затем показана последовательность решения задач по выбору и расчету транспортного оборудования.

Теоретически учебное пособие охватывает все основные разделы шахтного транспорта, изучаемые студентами горных специальностей в соответствии с учебными планами:

- гравитационный спуск;
- транспорт конвейерами;
- рельсовые пути;
- откаточные сосуды;
- электровозная откатка;
- канатная откатка;
- средства вспомогательного транспорта.

В последнем разделе пособия приведен пример проектирования схемы транспорта шахты.

Задачник предназначен для студентов горных специальностей и может быть использован проектировщиками и инженерно-техническими работниками угольной промышленности.

1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАНСПОРТА СОБСТВЕННЫМ ВЕСОМ

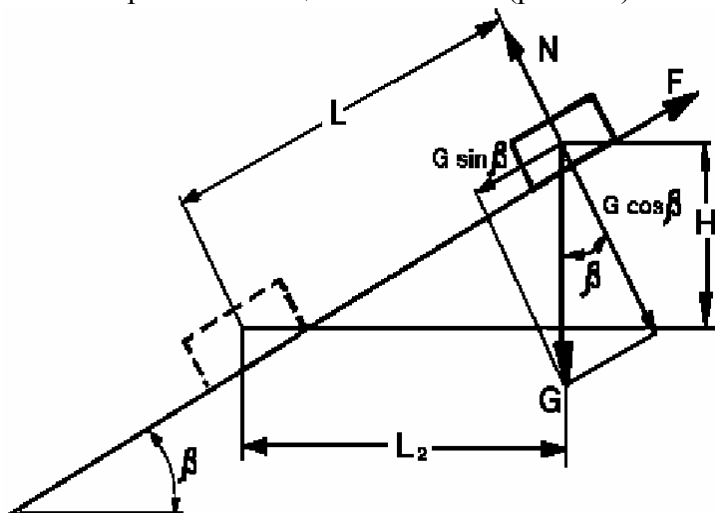
1.1. Кинематические параметры материальной частицы на неподвижной плоскости

На частицу материала, расположенную на наклонной плоскости, действуют следующие статические силы:

G - сила тяжести;

N - нормальная реакция плоскости;

F - сила трения частицы о плоскость (рис. 1.1).



Если вектор силы тяжести проходит внутри контура опорной поверхности частицы, то последняя перемещается по плоскости ее скольжения, а если вне контура опорной поверхности, то перемещение сопровождается перекачиванием.

Для случая скольжения частицы сумма статических сил в направлении движения составляет

Рис.1.1. Схема статических сил, действующих на тело на наклонной плоскости

$$P = G(\sin \beta - f_1 \cos \beta), \text{ Н}; \quad (1.1)$$

где β - угол наклона опорной поверхности;

f_1 - коэффициент трения движения частицы по плоскости.

Значения коэффициента трения в движении определяются из условия /1/.

$$f_1 = (0.7 \dots 0.9) f_0,$$

где f_0 - коэффициент трения покоя, значения которого для различных насыпных грузов приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Коэффициенты трения грузов

Насыпной груз	Коэффициент внутреннего трения	Коэффициент трения покоя
1	2	3
Гравий	0,49...1,00	Сталь 0,75...0,84
Известняк	0,46...1,26	Сталь 0,56...1,00 Дерево 0,7...0,75
Камень	0,75	Сталь 0,58...0,76
Кокс	0,70...1,19	Сталь 0,47...0,56 Дерево 0,83...0,84
Песок	0,58...0,84	Сталь 0,46...0,80 Резина 0,46...0,56 Бельтинг 0,46...0,80
Руда	0,70...0,76	Сталь 0,57...0,80
Горф	1,00...1,19	Сталь 0,51...0,75 Дерево 0,35...0,80

1	2	3
Уголь каменный	0,51...1,00	Сталь 0,30...0,50 Эмалированные листы 0,21...0,25 Дерево 0,70...0,85 Почва 0,60...0,83 Резина 0,55...0,70 Бельтинг 0,70...0,76
Антрацит	0,27...0,35	Сталь 0,27...0,35
Штыб	0,68...0,98	Сталь 0,40...0,74
Щебень	0,84...1,00	Сталь 0,47...0,63 Дерево 0,3 ...0,60

Ускорение движения частицы

$$j = g (\sin\beta - f_1 \cos\beta), \quad (1.2)$$

где $g = 9.8 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения тела.

$$j > 0, \text{ при } \sin\beta > f_1 \cos\beta; \quad (1.3)$$

$$\text{или } \operatorname{tg} \beta > f_1, \quad (1.4)$$

$$j < 0, \text{ при } \sin\beta < f_1 \cos\beta; \quad (1.5)$$

$$\text{или } \operatorname{tg} \beta < f_1. \quad (1.6)$$

Если начальная скорость частицы равна нулю, то условие отсутствия трогания с места имеет вид

$$\operatorname{tg} \beta \leq f_0. \quad (1.7)$$

Если $\operatorname{tg} \beta = f_0$, то $j = 0$

(1.8)

Угол, определяемый уравнением (1.8), называется углом равновесия.

Скорость движения тела в конце пройденного им пути L составляет

$$V_k = \sqrt{2g(\sin\beta - f_1 \cos\beta)L + V_n^2}, \text{ м/с.} \quad (1.9)$$

Максимальный путь, который пройдет частица до остановки при условии (1.6) получим из (1.9) при $V_k = 0$

$$V_{\max} = \frac{V_n^2}{2g(f_1 \cos\beta - \sin\beta)}, \text{ м} \quad (1.10)$$

Пример. Найти величину ускорения (j) и конечной скорости (V_k) движения антрацита по стальным решеткам вдоль очистного забоя. Угол наклона пласта $\beta = 17^\circ$. Длина решетчатого става $L = 100 \text{ м}$.

Решение. Ускорение движения тела по наклонной плоскости по формуле (1.2).

$$j = g(\sin\beta - f_1 \cos\beta), \text{ м/с}^2$$

При движении антрацита по стальным решеткам принимаем из табл. 1.1.

$$f_1 = 0,3.$$

$$\text{Имеем } j = 9,81(\sin 17^\circ - 0,3 \cos 17^\circ) = 0,055 \text{ м/с}^2.$$

При начальной скорости $V_n = 0$ конечная скорость определяется по формуле (1.9)

$$V_k = \sqrt{2jL} = \sqrt{2 \cdot 0,055 \cdot 100} = 3,32 \text{ м/с}$$

Ответ: $j = 0,055 \text{ м/с}^2$, $V_k = 3,32 \text{ м/с}$.

Найти величину ускорения (j) и конечной скорости (V_k) движения угля по стальным решеткам вдоль очистного забоя. Угол наклона пласта β . Длина решетчатого става L .

Исходные данные приведены в табл. 1.2.

Исходные данные

Вариант	Угол наклона пласта β , град.	Длина решетчатого става L , м	Коэффициент трения угля по стали
1	13	100	0,30
2	19	90	0,40
3	10	120	0,35
4	15	70	0,27
5	20	130	0,45

1.2. Производительность желоба

Пропускная способность желоба

$$Q = 3600 \cdot F \cdot V_{\min} \cdot \gamma \cdot \psi, \text{ т/ч} \quad (1.11)$$

- где F - площадь поперечного сечения желоба, м^2 ;
 V_{\min} - минимальная скорость движения груза в желобе, м/с ;
 γ - плотность транспортируемого груза в насыпке, т/м^3 (данные о плотности грузов в насыпке приведены в табл. 1.3);
 ψ - коэффициент наполнения желоба (для открытых желобов 0,50...0,60, для закрытых - 0,35...0,50).

Таблица 1.3

Характеристика насыпных грузов

Груз	Плотность в насыпке, т/м^3	Угол естественного откоса, град.
1	2	3
Антрацит мелкокусковой, сухой	0,80-0,95	45
Уголь каменный мелкокусковой, сухой	0,65-0,80	30-45
Уголь бурый	0,87-1,00	27-30
Кокс среднекусковой	0,48-8,53	35-50
Торф кусковой, сухой	0,33-0,50	32-45
Руда железная мелко и среднекусковая	2,1-3,0	30-50
Агломерат железной руды	1,7-2,0	45
Руда марганцевая	1,25-1,28	40
Известняк мелкокусковой	1,2-1,5	40-45
Углистая глина	1,2-1,3	27-20
Глина мергелистая, зеленовато-серая, светло-серая, ярко-зеленая	1,5	32-35
Глина красно-бурая, плотная	1,6	32-35
Глина серая	1,9	38-40
Суглинки лессовидные-рыхлые, темно-бурые, уплотненные	1,6	35
Песок углистый	1,7-1,8	38-40
Песок углесерый и серый среднезернистый влажный	1,9	30
Сланцы известковые и песчаные	1,9-2,0	40-45
Скальные породы	1,8-2,3	40-45

При переменном сечении желоба выражение (1.11) преобразовывается следующим образом

$$Q = 3600 \cdot (F \cdot V_{\min}) \cdot \gamma \cdot \psi, \quad (1.12)$$

где $(F \cdot V_{\min})$ - минимальная объемная секундная пропускная способность желоба, м³/сек.
Необходимая площадь сечения желоба составляет

$$F = \frac{Q}{3600 V_{\min} \cdot \gamma \cdot \psi}, \text{ м}^2. \quad (1.13)$$

Для прямоугольного сечения желоба

$$F = b \cdot c, \text{ м}^2 \quad (1.14)$$

где b - ширина желоба, м;
 c - высота бортов в свету, м.

Для круглого сечения желоба

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (1.15)$$

где d - внутренний диаметр желоба, м.

Размеры желоба проверяются по кусковатости материала (табл. 1.4). Техническая характеристика желобов приведена в табл. 1.5.

Таблица 1.4

Проверка размеров желоба по кусковатости

Максимальный размер кусков материалов, мм	Минимальная ширина желоба, В, мм	Минимальная высота бортов, мм	
		Закрытого желоба	Открытого желоба
25	200	150	100
40	800	200	250
65	400	250	200
100	500	300	200
150	600	350	250
250	800	450	300
400	1000	600	400

Таблица 1.5

Техническая характеристика желобов

Тип решетки	Основные размеры, мм				Масса, кг	Пределы применим, град.
	Длина	Ширина	Высота	Толщина стенок		
1	2	3	4	5	6	7
С гасителем скорости	1000	560 600	500	6	83	25-45
Прямоугольный	1000	600	500	6	79	25-45
Полукруглый желоб	2000	700	300	3	52	18-27
Эмалированный (тип РЭ а)	1500	532	165	4	40	18-30
Эмалированный полукруглый (тип РЭ)	1500	430	219	4	-	18-30

1	2	3	4	5	6	7
Эмалированный с откидным бортом (УЭР-1)	1500	735	295	5	65	11-30
Эмалированный со съемным бортом (ФУЭР-2)	1500	735	295	5	64	11-30
Однорортный эмалированный (ОЭР)	1250	500	265	4	32	11-30
Однорортный лист конструкции ДонУГИ	1200	550-800	250	6	48,5	22-30

Пример. Определить пропускную способность желоба, имеющего круглое поперечное сечение, диаметр которого $D=0.5$ м, а наименьшая скорость движения угля по желобу $V_{\min} = 1$ м/с.

Решение. Пропускная способность определяется по формуле (1.11)

$$Q = 3600 \cdot F_0 \cdot V_{\min} \cdot \gamma \cdot \psi, \text{ т/ч}$$

где $F_0 = \frac{\pi d^2}{4}$, м² - площадь поперечного сечения желоба;

$\gamma = 0,85$ - плотность угля в насыпке (табл. 1.3);

$\psi = 0,5 \dots 0,6$ - коэффициент наполнения желоба.

$$Q = 3600 \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,5 = 300 \text{ т/ч}$$

Ответ: 300 т/ч.

Пример. Найти необходимый диаметр (D) сечения желоба, угол наклона которого к горизонтали $\beta = 30^0$. Пропускная способность 100 т/ч. Транспортируемый материал - уголь. Начальная скорость движения $V_{\min}=0.5$ м/с

Решение. Необходимая площадь сечения желоба

$$F_0 = \frac{Q}{(3600 \cdot V_{\min} \cdot \gamma \cdot \psi)}, \text{ м}^2.$$

Учитывая, что

$$F_0 = \frac{\pi D^2}{4}, \text{ м}^2$$

получим:

$$D = 2 \sqrt{\frac{Q}{3600 \cdot \pi \cdot V_{\min} \cdot \gamma \cdot \psi}}, \text{ м.}$$

Угол наклона желоба превышает угол равновесия при движении угля по желобу, поэтому

$$D = 2 \sqrt{\frac{100}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,85 \cdot 0,5}}, \text{ м.}$$

Ответ: $D = 0,41$ м.

Задача 1. Определить пропускную способность желоба, имеющего круглое поперечное сечение, диаметр которого D , а наименьшая скорость движения груза по желобу V_{\min} (табл. 1.6).

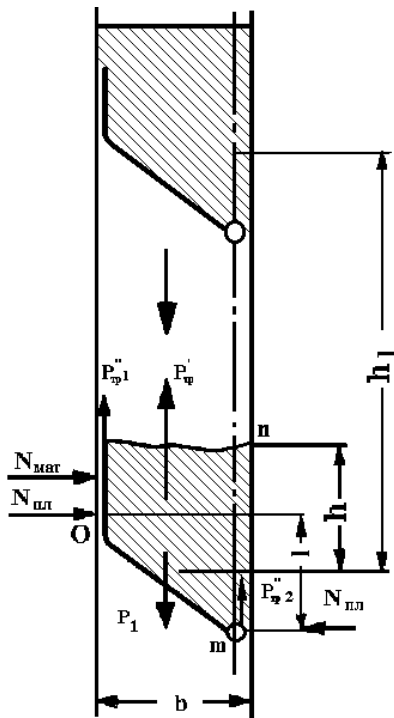
Задача 2. Определить необходимый диаметр сечения желоба (D), угол наклона которого к горизонтали β . Пропускная способность Q . Минимальная скорость движения угля по желобу V_{\min} (табл. 1.6).

Таблица 1.6

Исходные данные

№ вар.	Диаметр желоба D , м (к зад. 1)	Минимальная скорость движения угля V_{\min} , м/с	Транспортируемый груз	Пропускная способность желоба Q , т/ч (к зад. 2)	Угол наклона к горизонтали β , град
1.	0,3	1,0	Антрацит	100	30
2.	0,6	0,5	Уголь бурый	130	30
3.	0,5	0,4	Торф кусковой	110	30
4.	0,4	1,2	Уголь каменный	90	30
5.	0,7	0,6	Руда железная	120	30

1.3. Теория грузоспускного конвейера



Производительность грузоспускного конвейера

$$Q = 3600 \cdot F \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi, \text{ т/ч},$$

(1.16)

где F - площадь сечения грузоспускной трубы, м^2 ;
 V - скорость движения тягового органа, м/с ;

$$\psi = \frac{h}{h_1} - \text{коэффициент заполнения};$$

h - средняя высота насыпки материала;

γ - плотность груза в насыпке (табл. 1.3)

Необходимая площадь сечения грузоспускной трубы

$$F = \frac{Q \cdot h_1}{3600 \cdot V \cdot \gamma \cdot h}, \text{ м}^2.$$

(1.17)

Для трапециевидного сечения трубы площадь (Рис.1.2)

$$F_{\text{тр}} = \frac{1}{2} (a_1 + a_2) b, \text{ м}^2.$$

(1.18) Размеры сечения подбираются таким образом, чтобы выполнялось условие

$$F \leq F_{\text{тр}}$$

Полная тормозная сила

$$W = \frac{QH'g}{3.6V} \cdot \left(1 - \frac{chkf'}{2F}\right) \left(1 - \frac{bf''}{l + bf''}\right), \text{ кН}$$

(1.19)

где H - высота конвейера, м ;

$c = a_1 + a_2 + 2d$ - внутренний периметр трубы, м ;

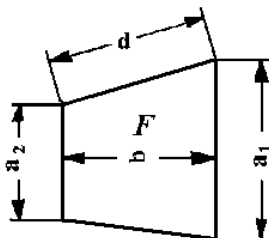


Рис.1.2. Схема грузовой ветви грузоспускного шарнирно-пластинчатого конвейера

h - средняя высота заполнения желоба;

k - коэффициент подвижности груза, значения

которого зависят от угла естественного откоса грузов (табл.1.7);

Таблица 1.7

Коэффициент подвижности частиц k

α , град	20	25	30	35	40	45	50	55
К	0.48	0.41	0.33	0.27	0.22	0.71	0.77	0.82

$$k = (1 - \sin \alpha) / (1 + \sin \alpha),$$

где α - угол естественного откоса груза, значения которого приведены в табл. 1.3;
 f' - коэффициент трения транспортируемого груза о стенки трубы;
 f'' - коэффициент трения пластин о стенки трубы.

Мощность двигателя, работающего в генераторном режиме

$$N = W \cdot V \cdot \eta,$$

(1.20)

где η - к.п.д. передачи от головного вала до вала двигателя с учетом сопротивлений в шипниках и звездочках головного и натяжного валов.

Натяжение цепи в точке набегания на ведущую звездочку

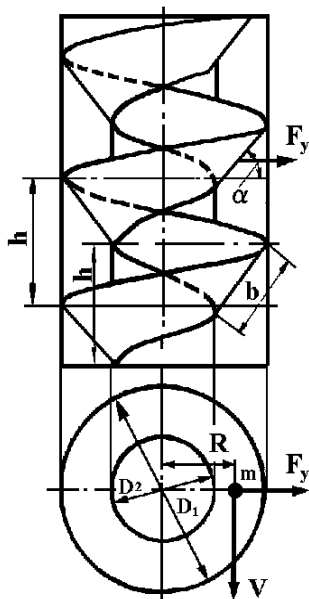
$$S_{\text{нб}} = qH + \frac{1}{2} S_n, \text{ кН}, \quad (1.21)$$

где q_0 - вес 1м длины цепей с пластинами, кН/м;
 S_n - усилие натяжного устройства, кН.

Натяжение цепи в точке сбегания, равное максимальному натяжению

$$S_{\text{сб}} = S_{\text{max}} = W + q_0 H + \frac{S_n}{2}, \text{ кН} \quad (1.22)$$

1.4. Теория винтового спуска



Угол подъема винтовой линии

$$\beta = \arctg \frac{h}{2\pi R}, \quad (1.23)$$

где h - шаг винтовой линии;
 R - радиус винтовой линии (рис.1.3 и рис.1.4).

Для соблюдения условия $V = \text{const}$

где V - модуль скорости движения тела по винтовой поверхности, должны соблюдаться следующие требования / 2 /

$$f_1 = \frac{\text{tg} \beta}{\cos \beta \sqrt{1 + \text{tg}^2 \beta + \text{tg}^2 \alpha}}; \quad (1.24)$$

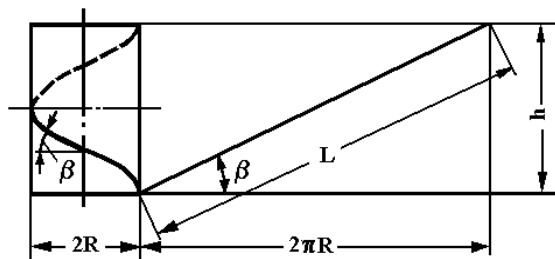
или

$$\text{tg} \beta = \sqrt{\frac{f_1^2 - 1}{2} + \sqrt{\frac{(f_1^2 - 1)^2}{2} + f_1^2 (1 + \text{tg}^2 \alpha)}}, \quad (1.25)$$

$$\text{tg} \alpha = \frac{V^2}{gR},$$

Рис.1.3. Винтовой спуск

где α - угол наклона винтовой поверхности;
 f_1 - коэффициент трения в движении по винтовой поверхности.



При этом скорость движения тела по винтовой поверхности

$$V = \sqrt{\frac{gR (\sin \beta - f_1 \cos \beta)}{f_1 \sin \alpha}}, \text{ м/с},$$

(1.26)

где R - радиус винтовой поверхности.

Рис. 1.4. Развертка винтовой линии

Рассмотрим решение следующих задач.

Пример. Определить конечную скорость (V_k) антрацита по винтовому желобу, если высота спуска $H=20$ м, начальная скорость $V_n=0,7$ м/с, и угол наклона средней нитки дна винтового желоба $\beta=17^\circ$. Коэффициент трения антрацита о желоб $f=0,3$.

Решение. Длина пути, проходимого материалом

$$l = \frac{H}{\sin \beta} = \frac{20}{\sin 17^\circ} = 68,5 \text{ м.}$$

Конечная скорость

$$V_k = \sqrt{V_n^2 + 2g(\sin \beta - f \cos \beta)l} = \sqrt{0,7^2 + 2 \cdot 9,81(\sin 17^\circ - 0,3 \cdot \cos 17^\circ)68,5} = 2,92 \text{ м/с.}$$

Ответ: $V_k=2.92$ м/с

Пример. Определить шаг (h) винтовой линии винтового желоба из условия опасности застревания руды, если средний диаметр винтовой линии $2R=1$ м и коэффициент трения руды о винтовой желоб $f=0.6$ м.

Решение. Опасность застревания руды будет устранена, если тангенс угла наклона винтовой линии будет больше коэффициента трения руды о желоб:

$$\frac{h}{2 \cdot \pi \cdot R} > f,$$

откуда $h > 2\pi Rf$, $h > 2 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 0,6 = 3,77$ м.

Ответ: 3.77 м

Решить задачи.

Задача. Определить конечную скорость (V_k) угля по винтовому желобу, если высота спуска H , начальная скорость V_n , средний диаметр винтовой линии $2R$, шаг винтовой линии h , коэффициент трения угля о желоб f (табл. 1.8).

Задача. Определить шаг (h) винтовой линии желоба из условия опасности застревания угля, если средний диаметр винтовой линии $2R$ и коэффициент трения угля о винтовой желоб f (табл. 1.8).

Таблица 1.8

Исходные данные

Вар.	Высота спуска H , м	Начальная скорость V_n , м/с	Средний диаметр винтовой линии $2R$, м	Шаг винтовой линии h , м	Коэффициент трения угля по желобу, f
1.	20	0,7	1	4,0	0,30
2.	15	1.0	1,2	3,0	0,20
3.	25	1,3	0,8	2,5	0,25
4.	30	0,4	1,4	3,5	0,35
5.	35	1,6	1,6	4,5	0,4

2. ТРАНСПОРТ КОНВЕЙЕРАМИ

2.1. Скребокковые конвейеры

2.1.1. Производительность

Теоретическая производительность Q_T скребоккового конвейера определяется зависимостями, общими для всех транспортных устройств непрерывного действия.

При неподвижном пункте загрузки:

$$Q_T = 3600 \cdot F \cdot V \cdot \gamma, \text{ т/ч}, \quad (2.1)$$

где F - площадь поперечного сечения транспортируемого материала на желобе (рештаке) линейной секции конвейера, м^2 ;

V - скорость движения материала, м/с .

Площадь поперечного сечения транспортируемого материала может быть определена по расчетным схемам (рис. 2.1).

При определении максимальной производительности считают, что желоб загружен до краев (рис.2.1,а), а площадь направляющих не учитывают (рис.2.1,б). При этом

$$F = F_1 + F_2, \text{ м}^2. \quad (2.2)$$

В некоторых случаях для увеличения F устанавливают дополнительный борт с завальной стороны (рис. 2.1,в).

Если борт отстоит далеко (рис. 2.1,г), то

$$F = F_1 + F_2 + 0.5F_3, \text{ м}^2. \quad (2.3)$$

При этом учитывают, что материал, расположенный в зонах F_1 и F_2 , движется со скоростью, равной скорости движения цепи. В зоне F_3 материал имеет половинную скорость от скорости движения цепи, а материал, расположенный ниже линии AA , практически не участвует в движении.

Более просто теоретическая производительность конвейера может быть определена как:

$$Q_T = 3600 \cdot F_p \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi, \text{ т/ч},$$

(2.4)

где F_p - площадь поперечного сечения желоба (рештака), м^2 ;

ψ - коэффициент заполнения.

Коэффициент ψ учитывает наличие в струе материала цепей и скребков, а также порционность волочения. Например, для горизонтальных забойных конвейеров обычно принимают $\psi = 0.6$. Причем, на значения данного коэффициента влияет изменение угла установки конвейера. Например, при доставке материала вниз под углом -10° и ниже наступает режим сплошного волочения, т.е. перемещение груза осуществляется не порциями, а сплошной массой, и заполнение рештаков увеличивается.

При доставке вверх, наоборот, величина тела волочения уменьшается и заполнение снижается. Значения поправочного коэффициента C , учитывающего угол установки конвейера β , приведены в табл.2.1.

Таблица 2.1

Значение коэффициента C

$\beta \dots^\circ$	-10° и ниже	-5°	0°	$+10^\circ$	$+20^\circ$
C	1.5	1.3	1	0.7	0.3

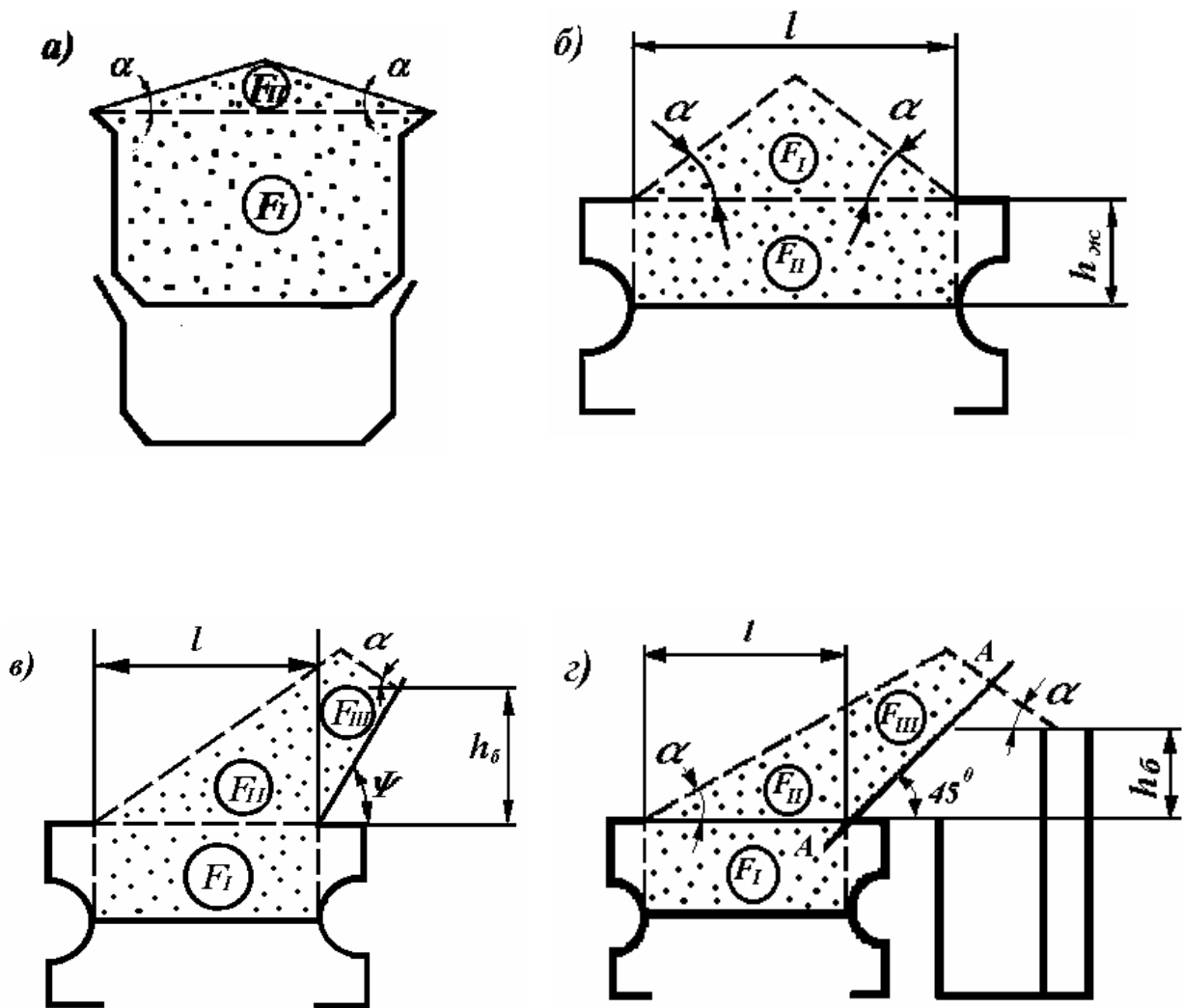


Рис. 2.1. Площадь поперечного сечения материала на желобе

$h_{ж}$ - высота желоба; l - расстояние между внешними кромками боковин желоба;
 $h_{б}$ - высота дополнительного борта; ψ - угол наклона борта; α - угол естественного откоса транспортируемого материала.

При работе скребкового конвейера совместно с комбайном или другим выемочным агрегатом, перемещающимся вдоль конвейера со скоростью V_a , в приведенных выше выражениях следует учитывать не абсолютную скорость движения тяговой цепи, а относительную:

$$V = V_0 \pm V_a, \text{ м/с}, \quad (2.5)$$

где V_0 - скорость движения цепи конвейера, м/с.

Знак "+" принимается при противоположных направлениях транспортирования и движения выемочной машины, а знак "-" - при их совпадении.

Обычно для серийных конвейеров их максимальная теоретическая производительность, определяемая приемной способностью желоба, приводится в технической характеристике. В этом случае при выборе, например, конвейера для очистного забоя принимают требуемую его производительность Q на 10...15% выше максимальной теоретической производительности Q_{max} выемочной машины (т/мин), заданной в паспортных характеристиках:

$$Q = (1,10 \dots 1,15) 60 Q_{max}, \text{ т/ч}. \quad (2.6)$$

$$\text{Очевидно, что } Q \leq Q_T \quad (2.7)$$

В некоторых случаях, когда известны конкретные условия эксплуатации: мощность и газообильность пласта, глубина захвата, сопротивляемость угля резанию и прочие данные, определяющие, в частности, максимальную скорость подачи выемочной машины, потребная производительность конвейера может быть определена:

$$Q = 60 \cdot m \cdot b \cdot V_a \cdot \gamma_{ц}, \text{ т/ч}, \quad (2.8)$$

где m - мощность пласта, м;

b - глубина захвата, м;

V_a - максимальная скорость подачи выемочной машины, м/мин;

$\gamma_{ц}$ - плотность угля в целике, т/м³.

Рассмотрим примеры расчета производительности скребковых конвейеров.

Пример. Определить возможную максимальную производительность конвейера в угольном забое, рештак которого представлен на рис. 2.1.,б и имеет следующие размеры: $l=600\text{мм}$, $h_{ж}=100\text{мм}$. Угол естественного откоса принять $\alpha=30^\circ$, скорость движения тяговой цепи $V_{ц} = 1.0 \text{ м/с}$.

Ответ: $Q_{\max} = 343 \text{ т/ч}$

Решение. Максимально возможной производительностью конвейера является его теоретическая производительность, которую можно определить: $Q_{\max} = Q_T = 3600 \cdot F_p \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi$, т/ч.

Площадь поперечного сечения материала на желобе

$$F = F_1 + F_2 = h_{ж} \cdot l + 1/2l \cdot 1/2l \cdot \text{tg} \alpha = l(h_{ж} + 1/4l \text{tg} \alpha) = \\ = 0.6(0.1 + 1/4 \cdot 0.6 \text{tg} 30^\circ) = 0.112 \text{ м}^2$$

Считая, что максимальную производительность конвейера будет иметь при $V = V_{ц}$ и, принимая насыпную плотность угля $\gamma = 0.85 \text{ т/м}^3$, окончательно получаем: $Q_{\max} = 3600 \cdot 0.12 \cdot 1.0 \cdot 0.85 = 343 \text{ т/ч}$.

Пример. Конвейер СП-63 имеет основную скорость движения цепи 0,8м/с. При установке сменной пары зубчатых колес в редукторе возможно повышение скорости движения цепи до 1,12 м/с. Как изменится при этом максимально возможная производительность конвейера?

Ответ: Возрастает в 1,4 раза.

Решение. Поскольку рассматривается конвейер без изменений в ставе, то для одного и того же типа груза отношение значений максимально возможных производительностей равно отношению значений скорости движения тяговых цепей. Следовательно, при переходе со скорости 0,8 м/с на скорость 1,12 м/с производительность конвейера возрастает в $1.12/0.8$ раза.

Пример. Добычной комбайн ИГШ-68 имеет конструктивную максимальную скорость подачи 4,4 м/мин. Условия применения данного комбайна в лаве при мощности пласта 1,3 м по фактору проветривания обуславливают ограничения скорости подачи комбайна $V_a = 3.5 \text{ м/мин}$. Определите расчетную производительность забойного скребкового конвейера при ширине захвата комбайна $b = 0.63 \text{ м}$.

Ответ: 215 т/ч.

Решение. Поскольку скорость подачи комбайна ограничена и составляет 3,5м/мин, то именно этот режим работы следует принять за наиболее тяжелый, при котором потребная производительность забойного конвейера составит: $Q = 60 \cdot 1.3 \cdot 0.63 \cdot 3.5 \cdot 1.25 = 215 \text{ т/ч}$, при этом плотность угля в целике $\gamma = 1.25 \text{ т/м}^3$.

Пример. Определить максимальную погонную нагрузку на забойном конвейере СП87П со скоростью движения цепи 1,25 м/с, работающем в комплексе с комбайном

ПШ68 на пласте мощностью 1,8м. Комбайн работает по челноковой схеме со скоростью подачи до 4 м/мин и шириной захвата $b=0.8$ м. Плотность угля в целике $\gamma_{ц}=1.25$ т/м³.

Ответ: 102 кг/м.

Решение. Максимальная погонная нагрузка на конвейере будет при работе комбайна с наибольшей скоростью подачи, что соответствует максимальной производительности:

$$Q = 60 \cdot m \cdot b \cdot V_a \cdot \gamma_{ц} = 60 \cdot 1.8 \cdot 0.8 \cdot 4 \cdot 1.25 = 432 \text{ т/ч.}$$

Так как очистной комбайн работает по челноковой схеме, то максимальная погонная нагрузка будет возникать при совпадении направлений движения комбайна и тяговой цепи конвейера, т.е.:

$$q = \frac{Q}{3.6 \cdot V} = \frac{Q}{3.6(V_0 - V_a)} = \frac{432}{3.6(1.25 - 0.07)} = 102 \text{ кг/м.}$$

При этом скорость движения комбайна принята: $V_a=4$ м/мин ≈ 0.07 м/с

По указанной выше методике решите следующие задачи.

Задача. Определите максимально возможную производительность конвейера в угольном забое ($\gamma = 0.85$ т/м³), схемы поперечного сечения рештаков которого представлены на рис. 2.1,в и рис. 2.1,г, при следующих условиях (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Исходные данные

№ варианта	Схема поперечного сечения рештака	Параметры рештака				Угол естественного откоса α , град	$V_{ц}$, м/с
		l , мм	k , мм	m , мм	λ , град		
1.	Рис. 2.2,в	500	80	180	70	20	0,80
2.	"-	525	85	170	65	25	0,92
3.	"-	550	90	160	60	30	1,10
4.	"-	575	95	150	55	35	1,25
5.	"-	600	100	140	50	40	1,40
6.	Рис. 2.2,г	500	80	100	-	20	0,80
7.	"-	525	85	110	-	25	0,92
8.	"-	550	90	120	-	30	1,10
9.	"-	575	95	130	-	35	1,25
10.	"-	600	100	140	-	40	1,40

Задача. Найдите, как изменится производительность скребкового забойного конвейера при изменении следующих его параметров:

- при изменении скорости движения тяговой цепи с 1,4 м/с до 1,25 м/с;
- при увеличении в 1,5 раза площади поперечного сечения материала на желобе за счет установки дополнительного борта;
- при изменении значения коэффициента заполнения с 0,5 до 0,6;
- при уменьшении насыпной плотности транспортируемого материала с 0,95 т/м³ до 0,75 т/м³;
- при изменении угла установки конвейера с $\beta = 0^\circ$ до $\beta = +10^\circ$; $\beta = +20^\circ$ (доставка вверх); $\beta = -5^\circ$; $\beta = -15^\circ$ (доставка вниз).

Задача. Определите расчетную производительность забойного скребкового конвейера, работающего в комплексе с добычным комбайном, в следующих условиях (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Исходные данные

№ вар.	Макс. конструктивная скорость подачи комбайна, м/мин	Ширина захвата, м	Мощность пласта, м	Макс. допустимая скорость подачи комбайна $V_a =$ м/мин
1.	5,2	0,63	1,0	4,4
2.	10,0	0,80	0,6	5,1
3.	5,0	0,63	1,1	6,0
4.	3,5	0,80	0,9	6,5
6.	6,0	0,80	1,2	4,2
7.	5,2	0,80	0,7	5,3
8.	10,0	0,63	0,8	2,5
9.	5,0	0,80	0,9	4,9
10.	3,5	0,63	1,2	3,9

Задача. Найдите относительную скорость движения тяговой цепи забойного конвейера в следующих условиях при прямом (варианты 1-5) и обратном (варианты 6-10) ходе очистного комбайна (табл. 2.4)

Таблица 2.4

Исходные данные

№ варианта	Абсолютная скорость движения цепи V , м/с	Скорость подачи комбайна, V_a , м/мин
1.	0,80	4,4
2.	0,92	5,1
3.	1,10	6,0
4.	1,25	3,5
5.	1,40	4,2
6.	0,80	4,9
7.	0,92	6,0
8.	1,10	8,0
9.	1,25	9,0
10.	1,40	9,5

Задача. Определите погонную массу груза на: а) скребковом перегружателе; б) скребковом забойном конвейере, работающем в комплексе с очистным комбайном при его прямом (варианты 6-10) и обратном ходе (варианты 1-5) (табл. 2.5)

Таблица 2.5

Исходные данные

№ вар	Расчетная производительность Q , т/ч	Скорость движения цепи конвейера, V м/с	Скорость подачи комбайна, V_a , м/мин
1	2	3	4
1.	250	0,80	5,0
2.	300	0,92	6,0
3.	350	1,10	7,0
4.	400	1,40	9,0
5.	370	1,25	5,1

1	2	3	4
6.	500	1,40	4,9
7.	410	1,25	4,4
8.	330	1,10	4,2
9.	220	0,92	5,2
10.	360	1,25	3,5

2.1.2. Сопротивления движению тяговой цепи

Сопротивления движению тяговой цепи на прямолинейных участках складываются из сил вредных сопротивлений и продольной составляющей сил тяжести материала и тягового органа (сил полезных сопротивлений движению).

Силы вредных сопротивлений определяются силами трения цепного тягового органа по желобу и в направляющих, силами трения материала по дну и стенкам желоба, по цепи, а также силами трения между частицами материала из-за их непрерывного перемешивания.

Сопротивления движению на прямолинейных участках могут быть определены:
для грузовой ветви

$$W_{гр} = [(q w_{гр} + q_0 w_0) \cos \beta \pm (q + q_0) \sin \beta] g L, \text{Н}, \quad (2.9)$$

для порожней ветви

$$W_{пор} = q_0 (w_0 \cos \beta \pm \sin \beta) g L, \text{Н}, \quad (2.10)$$

где q_0, q - массы груза и тягового органа, приходящегося на 1 м длины конвейера, соответственно, кг/м;

$w_{гр}$ - коэффициент сопротивления движению материала по желобу;

w_0 - коэффициент сопротивления движению тягового органа по желобу;

L - длина конвейера, м;

β - угол наклона конвейера, град.

В (2,9) и (2,10) знак "+" принимается для восходящей ветви, а "-" для нисходящей.

Масса груза, приходящаяся на 1 м длины конвейера

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot V'}, \text{ кг/м} \quad (2.11)$$

где V' - относительная скорость движения тягового органа согласно (2.5), м/с.

Значения параметров $q_0, w_{гр}, w_0$ приведены в табл. 2.6 и 2.7.

Таблица 2.6

Значения массы 1 м длины тягового органа

Параметры	Тип конвейера						
	СПМ-87Д	СП-63ТН	СП-63М	СП-301	СПЦ-151	СПЦ-161	СП-202
Погонная масса цепи со скребками, кг/м	20,80	20,80	20,80	28,40	17,80	17,80	20,80

Продолжение таблицы 2.6.

Параметры	Тип конвейера						
	СП87П	СК38	С53	СП52	СП70	СПМ46	МК46
Погонная масса цепи со скребками, кг/м	20,80	9.75	12.0	11.60	18.80	11.70	12.05

Значение коэффициентов сопротивлений движению

Тип конвейера	w_0	$w_{гр}$
Одноцепной с вертикально замкнутой цепью	0,35	0,45-0,55
Одноцепной с горизонтально замкнутой цепью	0,40	0,70-0,75
Двухцепные с вертикально замкнутой цепью с верхними направляющими и закрытой нижней ветвью при прямолинейном стае	0,30	0,7-0,80
То же, но при волнистом профиле става	0,40	1,0-1,2
Двухцепные с вертикально замкнутой цепью, с верхними направляющими при открытой снизу холостой ветви и прямолинейном стае	0,50	0,7-0,8

При движении цепи по отклоняющим и приводным звездочкам появляются дополнительные статические сопротивления, определяемые силами сопротивления движению при изгибе цепи, сопротивлениями от трения цепей о звездочку, а также сопротивлениями от трения в подшипниковых узлах звездочки.

Обычно данные сопротивления учитывают интегрально коэффициентом потерь.

Так, сопротивление на хвостовой звездочке

$$W_{зв}^x = \xi \cdot S_{нб}, \text{ Н}; \quad (2.12)$$

на приводной звездочке

$$W_{зв}^{пр} = \xi_{пр} \cdot (S_{нб} + S_{сб}), \text{ Н}; \quad (2.13)$$

где $\xi = 0,04 \dots 0,06$ - коэффициент потерь на хвостовой звездочке;

$\xi_{пр} = 0,03 \dots 0,05$ - коэффициент потерь на приводной звездочке;

$S_{нб}, S_{сб}$ - натяжение тягового органа в точках набегания на звездочку и сбегания с нее соответственно, Н.

В горной практике достаточно широкое применение находят изгибающиеся конвейеры, имеющие в плане криволинейные участки. На данных участках будут возникать дополнительные сопротивления, обусловленные главным образом трением цепей о борта рештаков.

На этой основе можно утверждать, что если S_A - натяжение тягового органа в начале криволинейного участка (рис.2.2), то натяжение S_B тягового органа в конце участка перегиба составит:

$$S_A = S_B \cdot (e^{f_{\delta} \alpha} - 1), \text{ Н} \quad (2.14)$$

где f_{δ} - коэффициент сопротивления движению тягового органа, обусловленный его трением о боковые стенки рештаков, обычно принимают $f_{\delta} = 0,3 \dots 0,4$;

α - суммарный угол изгиба криволинейного участка, рад.

Тогда дополнительное сопротивление движению тягового органа на криволинейных участках:

$$W_{кр} = S_B - S_A = S_A (e^{f_{\delta} \alpha} - 1), \text{ Н} \quad (2.15)$$

На основании расчетных схем, приведенных на рис. 2.2, получаем:

$$\alpha = 4 \arcsin \frac{b}{\sqrt{b^2 + L_{кр}^2}}, \text{ рад}; \quad (2.16)$$

где b - шаг передвижки конвейера, м;

$L_{кр}$ - длина криволинейного участка, м.

При этом

$$L_{кр} = \sqrt{4bR - b^2}, \text{ м} \quad (2.17)$$

где R - радиус перегиба криволинейного участка, м.

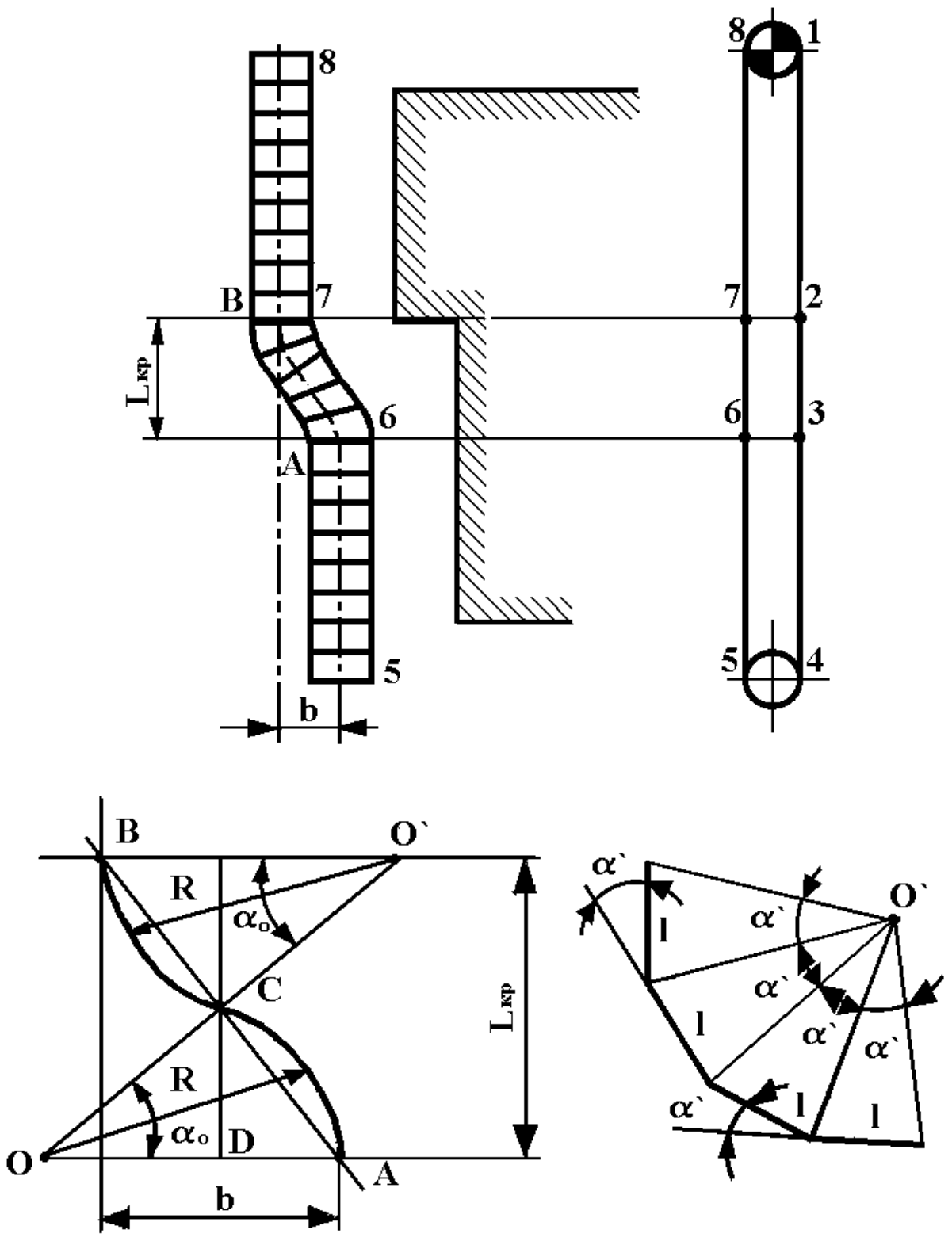


Рис. 2.2. К определению сопротивлений движению тягового органа на криволинейных участках

Очевидно, что

$$R = l / 2 \sin(\alpha'/2), \text{ м,}$$

(2.18)

где l - длина линейного решётка, м;

α' - угол взаимного поворота рештаков в местах их соединения в горизонтальной плоскости, обычно $\alpha = 3^\circ$.

Пример. Найти максимальную величину статического сопротивления движению грузовой $W_{гр}$ и порожней $W_{пор}$ ветвей скребкового конвейера СР-70М, длиной 150 м, работающего в качестве перегружателя на участковом штреке, если расчетная производительность обслуживаемой лавы $Q = 200$ т/ч.

Ответ: $W_{гр} = 65,6$ кН; $W_{пор} = 8,30$ кН;

Решение. Статическое сопротивление грузовой и порожней ветвей конвейера установленного в горизонтальной выработке, т.е. при $\beta = 0^\circ$, определяются выражениями (2.9) и (2.10) (при $\beta = 0^\circ$).

Для конвейера СР-70М скорость движения тягового органа

$$V = 1,07 \text{ м/с } /6/, q_0 = 18,8 \text{ кг/м, (см. табл. 2.6).}$$

Следовательно

$$q = 200 / 3,6 \times 1,07 = 51,9 \text{ кг/м;}$$

Максимальные по своему значению сопротивления в конвейере будут возникать при его загрузке по всей длине, т.е., принимая по табл. 2.7.

$$w_0 = 0,30; w_{гр} = 0,75,$$

получаем:

$$W_{гр} = (51,9 \cdot 0,75 + 18,8 \cdot 0,30) \cdot 9,81 \cdot 150 = 65600 \text{ Н;}$$

$$W_{пор} = 18,8 \cdot 0,30 \cdot 9,81 \cdot 150 = 8300 \text{ Н.}$$

Используя приведенную выше методику, решите следующую задачу.

Найти максимальную величину статического сопротивления движению грузовой $W_{гр}$ и порожней $W_{пор}$ ветвей скребкового конвейера СР-70М, работающего в качестве перегружателя, в следующих условиях (табл. 2.8).

Таблица 2.8

Исходные данные

№ вар.	Длина конвейера L, м	Расчетная производительность Q, т/ч	Угол установки конвейера β , град.
1	100	400	+5°
2	200	370	+6°
3	220	250	+10°
4	180	440	-4°
5	150	420	-10°
6	120	410	0°
7	110	380	-6°
8	140	390	-7°
9	160	240	+2°
10	170	210	+8°

2.1.3. Натяжение тяговой цепи

Натяжение тягового органа в каждой последующей (по направлению движения) точке контура конвейера равно натяжению в предшествующей точке плюс сопротивления движению на участке между этими точками:

$$S_n = S_{n-1} + \sum_{n-1}^n W, \text{ Н.} \quad (2.19)$$

Например, для конвейера простого профиля (см. рис 2.3):

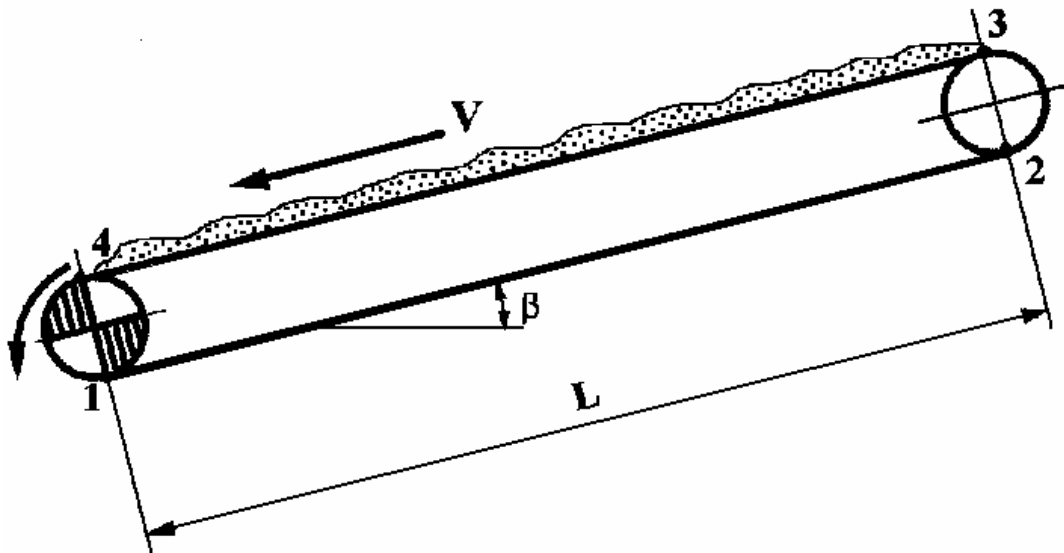


Рис. 2.3. Схема конвейера для подсчета натяжений

тягового органа по точкам

$$\begin{aligned}
 S_2 &= S_1 + W_{1-2}, \text{ Н}; \\
 S_3 &= S_2 + W_{2-3} = S_2 + \xi \times S_2 = (1 + \xi) \cdot S_2, \text{ Н}; \\
 S_4 &= S_3 + W_{3-4}, \text{ Н}.
 \end{aligned}
 \tag{2.20}$$

Для конвейера сложного профиля или с изогнутой трассой (см. рис. 2.2)

$$\begin{aligned}
 S_2 &= S_1 + W_{1-2}, \text{ Н}; \\
 S_3 &= S_2 + W_{2-3}, \text{ Н}; \\
 S_4 &= S_3 + W_{3-4}, \text{ Н}; \\
 S_5 &= (1 + \xi) \times S_4, \text{ Н}; \\
 S_6 &= S_5 + W_{5-6}, \text{ Н}; \\
 S_7 &= S_6 + W_{6-7}, \text{ Н}; \\
 S_8 &= S_7 + W_{7-8}, \text{ Н};
 \end{aligned}
 \tag{2.21}$$

При расчетах следует иметь в виду, что в выражении (2.19) речь идет об алгебраической сумме сопротивлений.

Пример. Определить максимальное натяжение цепи конвейера, схема которого представлена на рис 2.3, если натяжение цепи в точке сбега с приводной звездочки составляет 3000Н,

$$W_{\text{гр}} = -9000 \text{ Н}; W_{\text{пор}} = 32000, \text{ Н}.$$

$$\text{Ответ: } S_{\text{max}} = 36750 \text{ Н};$$

Решение. Условием задачи определено, что натяжение цепи в точке сбега с приводной звездочки конвейера составляет 3000 Н, следовательно, $S_1 = 3000 \text{ Н}$;

Натяжение цепи в точке 2 контура определится из зависимости:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + W_{\text{пор}} = 3000 + 32000 = 35000 \text{ Н}.$$

Натяжение цепи в точке 3 (см. Рис. 2.2):

$$S_3 = (1 + \xi) \cdot S_2 = (1 + 0.05) \cdot 35000 = 36750 \text{ Н}.$$

Натяжение цепи в точке 4:

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_3 + W_{\text{гр}} = 36750 - 9000 = 27750 \text{ Н}.$$

Максимальное натяжение возникает в точке 3:

$$S_{\text{max}} = S_3 = 36750 \text{ Н}.$$

2.1.4. Проверка тяговой цепи на прочность.

Допускаемая нагрузка на цепной тяговый орган определяется разрывным усилием одной цепи S_p , необходимым запасом прочности m , количеством цепей i , неравномерностью распределения нагрузки между цепями, характеризуемой коэффициентом λ (табл. 2.11):

$$S_{дон} = \frac{\lambda \times S_p \times i}{m}, \text{ Н.} \quad (2.22)$$

Расчетный коэффициент запаса прочности на натяжение по несущей способности может быть определен:

$$m_p = \frac{m_{ном}}{k_p \cdot k_T \cdot k_o \cdot k_{дин}}, \quad (2.23)$$

где $m_{ном}$ - номинальный коэффициент запаса прочности (при расчете по нагрузкам установившегося режима $m_{ном} = 5$; по пусковым нагрузкам $m_{ном} = 3$);

k_p - коэффициент режима работы конвейера (см. табл. 2.9);

k_T - коэффициент конфигурации трассы конвейера ($k_T = 1,00$ - для горизонтальной прямолинейной трассы; $k_T = 0,85$ - для сложной трассы);

$k_{дин}$ - коэффициент динамических нагрузок (см. табл. 2.10).

k_o - коэффициент ослабления расчетного сечения деталей цепи (при предельно допусаемом износе $k_o = 0,8 \dots 0,9$).

Таблица 2.9

Значения коэффициента режима работы конвейера

Режим работы	Весьма легкий	Легкий	Средний	Тяжелый	Весьма тяжелый
k_p	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8

Таблица 2.10

Значения коэффициента динамических нагрузок

Скорость движения цепи м/с	до 0,1	0,1...0,3	>0,3
$k_{дин}$	1,0	0,9	0,8

При необходимости может быть выполнена уточненная проверка прочности тягового органа с учетом выносливости цепей, их износа / 1 /, возникающих динамических нагрузок / 2 /.

Таблица 2.11

Значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки между цепями

Характеристика цепного тягового органа	λ
Одноцепной	1,0
Двухцепной:	
• штампованные разборные цепи	0,63...0,67
• круглозвенные цепи	0,83...0,91

Пример. Установить, выполняется ли условие прочности тягового органа двухцепного забойного конвейера СП-63М, если возникающее при работе в установившемся режиме максимальное натяжение в нем составляет 67,5 кН.

Ответ: Условие прочности выполняется.

Решение. Конвейер СП-63М снабжен двухцепным тяговым органом из круглозвенной цепи типоразмера 18 × 64 с разрывным усилием $S_p = 410$ кН. Согласно (2.22) допустимая нагрузка на тяговый орган:

$$S_{доп} = \frac{\lambda \cdot S_p \cdot i}{m_p}, \text{ Н}$$

В соответствии с (2.23) расчетный коэффициент запаса прочности:

$$m_p = \frac{m_{ном}}{k_p \cdot k_t \cdot k_o \cdot k_{дин}} = \frac{5}{0,9 \cdot 0,85 \cdot 0,85 \cdot 0,8} = 9,61$$

В расчете принято: $m_{ном} = 5$, т.к. расчет ведется по нагрузке установившегося режима; $k_p = 0,9$ - для тяжелого режима работы, что соответствует режиму эксплуатации конвейера в добычном забое; $k_m = 0,85$ - для учета сложной трассы изгибающегося конвейера; $k_o = 0,85$; $k_{дин} = 0,8$, т.к. скорость движения цепи превосходит 0,3м/с.

Тогда допустимая нагрузка:

$$S_{доп} = \frac{0,8 \cdot 410 \cdot 2}{9,61} = 72,5 \text{ кН.}$$

Условие прочности выполняется, т.к. $S_{доп} > S_{max}$.

2.1.5. Мощность двигателей

Двигатели скребковых конвейеров, как и большинства прочих установок непрерывного действия, выбирают по нагреву при работе со статическим (установившимся) тяговым усилием приводного блока W_0 .

При двигательном режиме работы конвейера необходимая суммарная мощность двигателей привода

$$N = \frac{k_m \cdot W_0 \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт.} \quad (2.24)$$

где $k_m = 1,1 \dots 1,2$ - коэффициент запаса мощности;

η = к.п.д. привода; для забойных скребковых конвейеров принимают равным 0,82 ... 0,87 / 3 /.

При тормозном режиме:

$$N = \frac{k_m \cdot |W_0| \cdot V \cdot \eta}{1000}, \text{ кВт.} \quad (2.25)$$

При этом

$$W_0 = W_{zp} + W_{нор} + W_{зв}^x + W_{зв}^{np} + W_{кр}, \text{ Н.} \quad (2.26)$$

Необходимое число установленных на конвейере двигателей определяют из следующего выражения, округляя в большую сторону:

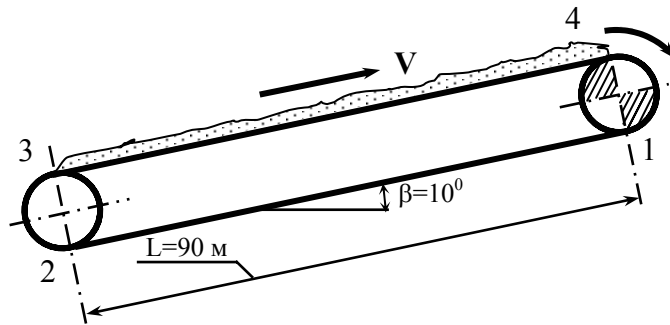
$$n = \frac{N}{N_g}, \text{ шт.}$$

где N_g - паспортная мощность двигателя, кВт (принимается по справочникам, каталогам заводов-изготовителей) /4.5/.

При углах наклона конвейера, близких к углу его равновесия (при транспортировании груза вниз), производят проверку мощности двигателя незагруженного конвейера (см. раздел 2.2.8).

Пример. Выполнить тяговый расчет прямолинейного скребкового перегружателя (конвейер С-53МУ) длиной 90 м, транспортирующего груз вверх под углом 10° . Расчетная производительность 150 т/ч.

Решение. Расчетная схема конвейера имеет вид:



Принимаем натяжение цепного контура в точке сбегания с приводной звездочки $S_1 = 3000\text{Н}$.

Методом обхода тягового контура по точкам определим его натяжения в характерных точках:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}, \text{ Н}$$

где W_{1-2} - сопротивление движению цепи на участке 1-2, Н.

Согласно (2.10) и принимая в соответствии с данными табл. 2.6 $q_0 = 11,6 \text{ кг/м}$, а по табл. 2.7 $w_0 = 0,30$, получаем:

$$W_{1-2} = 11,6 \cdot (0,30 \cdot \cos 10^\circ - \sin 10^\circ) \cdot 9,81 \cdot 90 = 1250 \text{ Н.}$$

Тогда

$$S_2 = 3000 + 1250 = 4250 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи в т.3:

$$S_3 = (1 + \xi) \cdot S_2, \text{ Н,}$$

где ξ - коэффициент потерь на хвостовой звездочке.

Принимая $\xi = 0,05$ получаем:

$$S_3 = 1,05 \cdot S_2 = 1,05 \cdot 4250 = 4460 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи в т. 4:

$$S_4 = S_3 + W_{3-4}, \text{ Н}$$

где W_{3-4} - сопротивление движению цепи на участке 3-4, Н,

$$W_{3-4} = [(q w_{гр} + q_0 w_0) \cos \beta + (q + q_0) \sin \beta] q \cdot L, \text{ Н.}$$

При заданной расчетной производительности погонная масса груза может быть определена по (2.11).

Принимая во внимание, что конвейер работает в качестве перегружателя, т.е. с неподвижным в процессе работы пунктом погрузки, в рассматриваемом случае $V = V_0 = 1,07 \text{ м/с}$

$$q = \frac{150}{3,6 \cdot 1,07} = 38,9 \text{ кг/м.}$$

Принимая по таблице 2.7 $w_{гр} = 0,50$ получаем:

$$W_{3-4} = [(38,9 \cdot 0,50 + 11,6 \cdot 0,30) \cos 10^\circ + (38,9 + 11,6) \sin 10^\circ] \cdot 9,81 \cdot 90 = 27700 \text{ Н.}$$

Тогда

$$S_4 = 4460 + 27700 = 32200 \text{ Н.}$$

Согласно (2.22) в рассматриваемом случае

$$S_{дон} = \frac{S_p}{m_p}, \text{ Н.}$$

Расчетный коэффициент запаса прочности по (2.23)

$$m_p = \frac{5}{0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,8} = 8,57$$

Для установленной на конвейере цепи

$$S_p = 290 \text{ кН /6/}$$

Тогда

$$S_{\text{доп}} = 290/8,57 = 33,8 \text{ кН.}$$

Т.к. $S_{\text{доп}} > S_{\text{max}} = S_4$, то можно сделать вывод об обеспечении требуемой прочности цепи.

При двигательном режиме работы конвейера необходимая мощность его привода согласно (2.24)

$$N = \frac{k_m \cdot W_0 \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}$$

где W_0 - тяговое усилие привода, Н.

Согласно (2.26)

$$W_0 = W_{cp} + W_{пор} + W_{зг}^x + W_{зг}^{np}, \text{ Н.}$$

Из выполненных ранее расчетов:

$$W_{гр} = W_{3-4} = 27700 \text{ Н}; W_{пор} = W_{1-2} = 1250 \text{ Н.}$$

Соппротивление на хвостовой звездочке по (2.12)

$$W_{зг}^x = \xi \cdot S_2 = 0,05 \cdot 4250 = 213 \text{ Н,}$$

на приводной звездочке по (2.13)

$$W_{зг}^{np} = \xi \cdot (S_4 + S_1) = 0,04 \cdot (32200 + 3000) = 1410; \text{ Н.}$$

Тогда

$$W_0 = 27700 + 1250 + 213 + 1410 = 30600 \text{ Н.}$$

Окончательно, принимая

$$k_m = 1,1 \text{ и } \eta = 0,85$$

$$N = \frac{1,1 \times 30600}{1000 \times 0,85} = 39,6 \text{ кВт.}$$

Конвейер С-53МУ допускает установку двигателей КОФ 32/4 мощностью 32 кВт и ЭДКОФ 42/4 мощностью 45 кВт.

Из расчетов следует рекомендовать к установке двигатель ЭДКОФ 42/4.

На основании приведенных выше методик и расчетных зависимостей решите следующие задачи.

Выполнить тяговый расчет прямолинейного одноцепного скребкового перегружателя ($q_0=11,6\text{кг/м}$; $V_0=1,37\text{м/с}$; $S_p=350\text{кН}$) в следующих условиях (табл. 2.12).

Таблица 2.12

Исходные данные

№ вар.	Длина перегружателя L , м	Расчетная производительность Q , т/ч	Угол наклона конвейера β, \dots°
1	60	200	+5°
2	70	190	+6°
3	80	180	+10°
4	90	170	-4°
5	100	160	-10°
6	110	150	0°
7	120	140	-6°

8	130	130	-7°
9	140	120	+2°
10	150	110	+8°

Выполнить тяговый расчет изгибающегося скребкового конвейера СП-202М ($V_0=1.0$ м/с; $S_p= 430$ кН), установленного в угольном забое с комбайном, работающим по челноковой схеме, в следующих условиях (табл.2.13).

Таблица 2.13

Исходные данные

№ вар.	Длина лавы, L м	Угол наклона конвейера β, \dots°	V_a , м/мин	m , м	b , м
1	120	0°	2,2	2,0	0,80
2	130	10°	4,2	0,8	0,63
3	140	12°	3,1	1,8	0,80
4	150	15°	2,5	1,6	0,63
5	160	13°	4,1	1,0	0,80
6	170	11°	2,5	1,1	0,63
7	180	10°	2,3	1,3	0,80
8	190	7°	1,8	2,5	0,63
9	200	8°	1,6	2,0	0,80
10	210	5°	1,5	1,8	0,63
11	220	6°	2,2	0,9	0,80
12	210	4°	2,4	1,5	0,63
13	200	2°	2,6	1,8	0,80
14	190	0°	2,8	1,6	0,63
15	180	16°	3,0	1,2	0,80
16	170	15°	4,0	0,8	0,63
17	160	11°	3,9	1,0	0,80
18	150	8°	3,8	1,1	0,63
19	140	6°	3,7	1,6	0,80
20	130	2°	3,6	1,5	0,63
21	120	0°	3,5	1,3	0,80
22	130	7°	2,9	1,6	0,63
23	140	12°	2,1	1,0	0,80
24	150	17°	4,3	1,0	0,63
25	160	15°	3,0	2,0	0,80

2.2. Ленточные конвейеры

2.2.1. Производительность

Производительность ленточного конвейера определяется по выражению:

$$Q = 3600 \cdot F \cdot V \cdot \gamma, \text{ т/ч}, \quad (2.27)$$

где F - теоретическая площадь поперечного сечения струи материала, м^2 ;

V - скорость движения ленты, м/с ;

γ - плотность материала в насыпке, т/м^3 .

Теоретическая площадь струи материала в общем случае находится замером по чертежу поперечного сечения груза. Ее можно подсчитать и аналитически.

Для плоской ленты /2/

$$F = 0,16 \cdot B^2 \cdot \text{tg}(0,5\rho), \text{ м}^2, \quad (2.28)$$

где B - ширина ленты;

ρ - угол естественного откоса материала.

Для желобчатой ленты (с применением трехроликовой опоры) /2/

$$F = 0,16 \cdot B^2 \cdot \text{tg}(0,5\rho) + 0,16 \cdot B^2 \text{tg}\alpha - 0,25a^2 \times \text{tg}\alpha, \text{ м}^2, \quad (2.29)$$

где α - угол наклона боковых роликов;

a - длина ролика, м .

Длина ролика a принимается пропорциональной ширине B . Поэтому можно считать $a = k \cdot B$, где k - коэффициент пропорциональности, равный 0,35...0,45, в среднем $k = 0,4$.

С учетом выражений (2.28) и (2.29) зависимость (2.27) может быть представлена в виде

$$Q = c \cdot B^2 \cdot V \cdot \gamma, \text{ т/ч}, \quad (2.30)$$

где c - коэффициент производительности, который для плоской ленты равен:

$$c = 576 \cdot \text{tg}(0,5\rho), \quad (2.31)$$

а для желобчатой -

$$c = 576 \cdot [\text{tg}(0,5\rho) + \text{tg}\alpha] - 900 k^2 \text{tg}\alpha, \quad (2.32)$$

Для наклонных ленточных конвейеров высота слоя материала в плоскости сечения, нормальной к поверхности ленты, получается меньше, чем на горизонтальном конвейере. Поэтому производительность наклонных конвейеров сравнительно с горизонтальными рекомендуется уменьшить при углах $10^\circ \dots 15^\circ$ на 5...10%, а при углах $15^\circ - 18^\circ$ на 10...15% /2/.

Необходимая ширина ленты по условию обеспечения заданной производительности

$$B = \sqrt{\frac{Q}{cV\gamma}}, \text{ м} \quad (2.33)$$

Полученная по данной формуле ширина ленты округляется до большей ближайшей стандартной величины (0,8; 1; 1,2 м - для подземных конвейеров).

Необходимая ширина ленты по условию размещения кусков материала равна:

для рядового материала

$$B \geq 2a_{\max}^1 + 200, \text{ мм},$$

(2.34)

для сортированного материала

$$B \geq 3,3a_{cp}^1 + 200, \text{ мм}, \quad (2.35)$$

где a_{\max}^1 и a_{cp}^1 - соответственно наибольший и средний размер куска, мм .

Пример. Определить производительность по углю ленточного конвейера с желобчатой формой грузовой ветви.

Исходные данные:

- ширина ленты $B = 1$ м;
- угол наклона боковых роликов $\alpha = 30^\circ$;
- плотность угля в насыпке $\gamma = 0,85$ т/м³;
- скорость движения ленты $V = 2$ м/с.

По формуле 2.32 определяем коэффициент производительности

$$c = 576 \cdot [\text{tg}(0.5 \cdot 30^\circ) + \text{tg}30^\circ] - 900 \cdot 0.4^2 \cdot \text{tg}30^\circ = 403$$

Согласно выражению (2.30) производительность

$$Q = 403 \cdot 1^2 \cdot 2 \cdot 0.85 = 687 \text{ т/ч.}$$

Пример. Определить необходимую ширину ленты конвейера для обеспечения производительности по углю 450 т/ч.

Исходные данные:

- конвейер с желобчатой формой ленты;
- скорость движения ленты $V=2.5$ м/с;
- плотность угля в насыпке $\gamma=0,85$ т/м³;
- угол наклона боковых роликов $\alpha=30^\circ$;

При угле естественного откоса угля $\rho=30^\circ$ коэффициент производительности составит по выражению (2.32)

$$c = 576 \cdot [\text{tg}(0.5 \cdot 30^\circ) + \text{tg}30^\circ] - 900 \cdot 0.4^2 \cdot \text{tg}30^\circ = 403.$$

Тогда необходимая ширина ленты по формуле (2.33)

$$B \geq \sqrt{\frac{450}{403 \cdot 2,5 \cdot 0,85}} = 0,73 \text{ м.}$$

Принимаем ближайшую большую стандартную ширину $B=0,8$ м.

Пример. Определить необходимую ширину ленты конвейера по условию размещения кусков материала.

Исходные данные:

- уголь рядовой;
- максимальный размер куска $a'_{\text{max}} = 350$ мм.

Необходимая ширина ленты определяется по выражению (2.34)

$$B \geq 2 \cdot 350 + 200 = 900 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшую большую стандартную ширину $B = 1$ м.

Определить производительность по углю ленточного конвейера с желобчатой формой грузовой ветви по данным табл.2.14.

Таблица 2.14

Исходные данные

№ вар	Ширина ленты B , м	Угол наклона боковых роликов α , град.	Угол естественного откоса угля ρ , град	Плотность угля в насыпке γ , т/м ³	Скорость движения ленты V , м/с
1	0,8	20	30	0,8	1,6
2	0,8	30	25	0,85	2
3	0,8	20	30	0,9	2,5
4	0,8	30	25	0,8	2,5
5	1,0	30	25	0,8	2
6	1,0	20	30	0,85	2,5
7	1,0	30	25	0,9	2,5
8	1,0	30	30	0,95	2
9	1,2	30	30	0,8	2
10	1,2	30	30	0,85	2,5
11	1,2	20	25	0,9	3,15
12	1,2	30	25	0,95	3,15

Определить необходимую ширину ленты конвейера с желобчатой формой ленты для обеспечения заданной производительности по углю (табл.2.15).

Таблица 2.15

Исходные данные

№ вар.	Производительность Q , т/ч	Скорость движения ленты V , м/с	Плотность угля в насыпке γ , т/м ³	Угол наклона боковых роликов α , град.
1	200	1,6	0,8	30
2	250	2	0,85	30
3	300	2,5	0,9	20
4	350	3,15	0,95	20
5	400	3,15	0,9	30
6	450	2,5	0,85	30
7	500	3,15	0,8	20
8	450	2,5	0,8	20
9	400	2,0	0,85	30
10	350	2,5	0,9	30
11	300	2,0	0,9	20
12	250	1,6	0,85	20

Определить необходимую ширину ленты конвейера по условию размещения кусков материала (табл.2.16)

Таблица 2.16

Исходные данные

№ вар.	Тип угля	Максимальный размер куска, a'_{\max} , мм	Средний размер куска a'_{cp} , мм
1	рядовой	200	-
2	рядовой	300	-
3	рядовой	250	-
4	рядовой	350	-
5	рядовой	400	-
6	рядовой	450	-
7	сортированный	-	160
8	сортированный	-	100
9	сортированный	-	200
10	сортированный	-	180
11	сортированный	-	150
12	сортированный	-	100

2.2.2. Сопротивления движению ленты и тяговое усилие

Сопротивления на прямолинейных участках

Сопротивление движению ленты:

на грузовой ветви

$$W_{гр} = [(q + q_n + q'_p) \cdot w' \cdot \cos\beta \pm (q + q_n) \cdot \sin\beta] \cdot g \cdot L, \text{ Н} \quad (2.36)$$

на порожней ветви

$$W_{\text{пор}} = [(q_l + q''_p) \cdot w' \cdot \cos\beta \pm q_l \cdot \sin\beta] \cdot g \cdot L, \text{ Н.} \quad (2.37)$$

Здесь q - погонная масса груза, кг/м;

$$q = \frac{Q_p}{3,6 \cdot V}, \text{ кг/м;} \quad (2.38)$$

где Q_p - расчетный часовой грузопоток, т/ч;

V - скорость движения ленты, м/с;

q_l - погонная масса ленты, кг/м;

q'_p, q''_p - погонная масса вращающихся частей роlikоопор соответственно на грузовой и порожней ветвях, кг/м;

$$q'_p = \frac{m'_p}{l'_p}, \text{ кг/м;} \quad q''_p = \frac{m''_p}{l''_p}, \text{ кг/м;} \quad (2.39)$$

где m'_p, m''_p - масса вращающихся частей роликoв соответственно на грузовой и порожней ветвях, кг;

l'_p, l''_p - расстояние между роликoми соответственно на грузовой и порожней ветвях, м;

w' - коэффициент сопротивления движению ленты;

β - угол установки конвейера, град;

L - длина конвейера, м

g - ускорение свободного падения, м/с².

Значения w' для подземных ленточных конвейеров, регламентированные ОСТ 12.14.30-79 Минуглепрома, в зависимости от длины конвейера L и ширины ленты B , приведены ниже /1/.

Коэффициент w' при:

	$L \leq 200 \text{ м}$	$L > 200 \text{ м}$
$B = 0,8 \text{ м}$	0.05	0.04
$B > 0,8 \text{ м}$	0.04	0.035

Если данные об m'_p и m''_p нет, то приближенно по эмпирическим зависимостям /3/ для:

$$m'_p = 13 + 23 \cdot B, \text{ кг;} \quad (2.40)$$

плоской роlikоопоры

$$m''_p = 8 + 14 \cdot B, \text{ кг;} \quad (2.41)$$

где B - ширина ленты, м.

При отсутствии каталожных данных погонную массу резинотканевой ленты можно определить по формуле /2/:

$$q_l = 1,1 \cdot B \cdot (\delta \cdot i + \delta' + \delta''), \text{ кг/м,} \quad (2.42)$$

где δ - толщина слоя на одну прокладку, мм;

δ', δ'' - толщина обкладок на рабочей и нерабочей сторонах ленты, мм.

В таблицах 2.17, 2.18 /1/ приведена масса резинотканевых и резинотросовых лент.

При тяговом расчете общее тяговое усилие определяется из выражения /1/.

$$W_o = k \cdot (W_{zp} + W_{nop}), \text{ Н.} \quad (2.43)$$

где k - обобщенный коэффициент, учитывающий дополнительные сосредоточенные сопротивления.

Ниже приводятся значения коэффициента k в зависимости от длины конвейера L .

k ...	4.5	3.2	2.8	2.4	1.9	1.85	1.5	1.4	1.3	1.1
L ...	10	20	30	50	80	100	200	300	500	1000 и более.

Таблица 2.17

Масса (расчетная) 1м² резиноканевых лент, кг

Лента	Толщина наружных обкладок, мм	Число тканевых прокладок					
		3	4	5	6	7	8
БКНЛ-65	3/1	7,3	8,2	9,1	10	10,9	11,8
БКНЛ-100	3/1	7,9	9	10,1	11,2	12,3	13,4
	4,5/2	10,8	11,9	13	14,1	15,2	16,3
БКНЛ-150	3/1	8,5	10,8	11,1	12,1	13,2	15
	4,5/2	11,4	12,7	14	15,3	15,3	17,9
ТА-100	4,5/2	11,1	12,3	13,5	14,7	15,9	17,1
ТК-100	6/2	12,8	14	15,2	16,4	17,6	18,8
ТК-150	4,5/2	11,7	13,1	14,1	15,9	17,3	18,7
ТК-200	6/2	13,4	14,8	16,2	17,6	19	20,4
ТК-300	4,5/2	12	13,5	15	16,5	18	19,5
ТА-300	6/2	13,7	15,2	16,7	18,2	19,7	21,2
ТЛК-300	4,5/2	12,6	14,3	16	17,7	19,4	21,1
	6/2	14,3	16	17,7	19,4	21,2	22,8
ТА-400	4,5/2	12,3	13,9	15,5	17,1	18,7	20,3
ТЛК-200	6/2	14	15,6	17,2	18,8	20,4	22
ПВХ-120	1,3/1,3	-	10	12,5	15	-	-

Как правило, шахтные ленточные конвейеры имеют длину более 200 м и поэтому дополнительные сосредоточенные сопротивления можно учитывать коэффициентом k . Для конвейеров меньшей длины сосредоточенные сопротивления во многих случаях превосходят распределенные, поэтому сосредоточенные сопротивления необходимо учитывать, определяя их величину по методике, изложенной в / 5 /.

Таблица 2.18

Техническая характеристика негорючих резиноканевых лент

Лента	Ширина, мм	Толщина обкладок, мм	Масса ленты, кг/м ²
1РТЛО-500	800	3/2	20,5
2РТЛО-500	800	4,5/2,5	20,5
1РТЛО-1000	800-1000	4/2	25
2РТЛО-1000	800-1000	4/4	25
2РТЛО-1500	800-1200	5,5/5,5	28
2РТЛО-1500У	800-1400	5,5/5,5	30
2РТЛО-2500	1000-1200	5,5/5,5	37
2РТЛО-3150	1000-1600	5,5/5,5	43,2
2РТЛО-4000	1100-1600	6/4	48

Сопротивления на концевом барабане / 4 /

$$W_{\bar{o}} = (0.05 \dots 0.07) \cdot S_{н\bar{o}}, \text{ Н}, \quad (2.44)$$

где $S_{н\bar{o}}$ - натяжение набегающей ветви ленты на концевой барабан, Н.

Сопротивление на приводном барабане

$$W_{нр.\bar{o}} = (0.05 \dots 0.07) \cdot (S_{н\bar{o}} + S_{с\bar{o}}), \text{ Н}, \quad (2.45)$$

где $S_{н\bar{o}}$, $S_{с\bar{o}}$ - натяжения набегающей и сбегающей ветвей на приводном барабане, Н.

Пример. Определить сопротивления движению и тяговое усилие ленточного конвейера.

Исходные данные:

- тип выработки - уклон;
- производительность конвейера (расчетный грузопоток) $Q_p=470$ т/ч;
- тип конвейера ЛПОУ;
- скорость движения ленты $V=2$ м/с;
- ширина ленты $B=1$ м;
- тип ленты 2Ш;
- тип тканевой прокладки ТА-100;
- число тканевых прокладок $i=4$;
- угол наклона конвейера $\beta=9^\circ$;
- длина конвейера 450м;
- расстояние между роlikоопорами на грузовой ветви $l'_p=1.2$ м;
- расстояние между роlikоопорами на порожней ветви $l''_p=2.4$ м;

Определяем массу груза на 1м длины конвейера согласно формуле (2.38).

$$q = \frac{470}{3.6 \cdot 2} = 65.2 \text{ кг/м.}$$

По табл. 2.16 определяем массу ленты на 1 м длины конвейера

$$q_l = 12,3 \text{ мг/м.}$$

Массу роlikоопор можно определить:

для грузовой ветви по выражению (2.40)

$$m'_p = 13+23 \cdot 1=36 \text{ кг;}$$

для порожней ветви по выражению (2.41)

$$m''_p = 8+14 \cdot 1 = 22\text{кг;}$$

Масса вращающихся частей роlikоопор согласно выражению (2.39):

на грузовой ветви

$$q'_p = 36/1.2 = 30 \text{ кг/м;}$$

на порожней ветви

$$q''_p = 22/2.4 = 9.18 \text{ кг/м;}$$

Принимая коэффициент сопротивления $w' = 0.035$, получим сопротивления движению ленты:

на грузовой ветви по формуле (2.36)

$$W_{gp} = [(65,2+12,3+30) \cdot 0,035 \cdot \cos 9^\circ + (65,2+12,3) \cdot \sin 9^\circ] \cdot 9,81 \cdot 450 = 70000 \text{ Н;}$$

на порожней ветви по зависимости (2.37)

$$W_{nop} = [(12,3+9,18) \cdot 0,035 \cdot \cos 9^\circ - 12,3 \cdot \sin 9^\circ] \cdot 9,81 \cdot 450 = -5250 \text{ Н.}$$

Общее тяговое усилие конвейера определяем по выражению (2.43)

$$W_o = 1.3 \cdot (70000-5250) = 84000 \text{ Н.}$$

В этом выражении обобщенный коэффициент k принят согласно рекомендациям п.2.2.2. $k=1,3$.

Контрольные задания.

Определите сопротивления движению и тяговое усилие ленточного конвейера. Исходные данные приведены в табл. 2.19.

Исходные данные

№ вар.	Тип выработки	Фактическая производительность $Q_{ф}, т/ч$	Тип конвейера	Скорость движения ленты, $V, м/с$	Ширина ленты, $B, м$	Тип ленты	Тип тканевой прокладки	Число тканевых прокладок, i , шт.	Угол наклона конвейера, β , град	Длина конвейера, $L, м$	Расстояние между роликкоопорами на:	
											грузовой ветви, $l''_{г}, м$	порожной ветви, $l''_{п}, м$
1	штрек	400	1Л100У	2,0	1	2Ш	ТА100	4	0	500	1,2	2,4
2	уклон	400	1Л100У	2,0	1	2Ш	ТА100	5	+10	600	1,2	2,4
3	бремсберг	400	2Л100У	2,5	1	2Ш	ТА100	4	-7	700	1,2	2,4
4	штрек	500	2Л100У	2,5	1	2Ш	ТК-200	5	-1	600	1,2	2,4
5	уклон	500	2Л100У-01	2,5	1	2РТЛ0-1500	-	-	+13	800	1,2	2,4
6	бремсберг	500	2Л100У	2,5	1	2РТЛ0-1500	-	-	-10	800	1,2	2,4
7	штрек	600	3Л100У	2,5	1	2РТЛ0-2500	-	-	0	1000	1,2	2,4
8	уклон	600	3Л100У-02	2,0	1	2РТЛ0-2500	-	-	+15	800	1,2	2,4
9	штрек	700	1Л120	2,5	1,2	2РТЛ0-2500	-	-	-2	1200	1,2	2,4
10	уклон	700	1Л120	2,5	1,2	2РТЛ0-2500	-	-	+8	1000	1,2	2,4
11	бремсберг	800	2ЛБ120	3,15	1,2	2РЛ0-2500	-	-	-10	1200	1,2	2,4
12	бремсберг	900	2ЛБ120	3,15	1,2	2РТЛ0-2500	-	-	-11	1000	1,2	2,4

2.2.3. Метод подсчета натяжений гибкого тягового органа "по точкам"

Для определения натяжений ленты конвейера удобно пользоваться так называемым методом расчета "по точкам" / 4 /.

Обход контура начинается от точки сбегания тягового органа с приводного барабана или от точки наименьшего натяжения тягового органа на установке. При этом величина первоначального натяжения, сообщаемого натяжным устройством, выбирается по условиям нормальной эксплуатации конвейера: отсутствию пробуксовки ленты на приводном барабане и чрезмерного провисания ее на грузовой ветви.

Следует пользоваться следующим правилом расчета: натяжение тягового органа в каждой последующей по ходу его точке контура равно сумме натяжения в предыдущей точке и сопротивления на участке между этими точками.

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1)-i}, Н,$$

(2.46)

где S_i, S_{i-1} - натяжение в точках i и $i-1$;

$W_{(i-1)-i}$ - сопротивление на участке между этими точками.

2.2.4. Элементы теории передачи тягового усилия трением

Основной закон трения гибких тел был установлен Леонардом Эйлером.

При работе конвейера в двигательном режиме формула Эйлера имеет вид

$$\frac{S_{нб}}{S_{сб}} = e^{\mu\alpha_0}, \quad (2.47)$$

где μ - коэффициент сцепления ленты с барабаном;

α_0 - "активный" угол обхвата, рад;

e - основание натурального логарифма.

При тормозном (генераторном) режиме работы

$$\frac{S_{сб}}{S_{нб}} = e^{\mu\alpha_0}. \quad (2.48)$$

"Активный" угол обхвата α_0 является физической величиной и определяет собой "активную" дугу (дугу скольжения) поверхности барабана, на которой натяжение тягового органа изменяется от величины $S_{нб}$ до величины $S_{сб} / 2$.

Величина "активного" угла обхвата

$$\alpha_0 = 1/\mu (\ln S_{нб} + \ln S_{сб}), \quad (2.49)$$

Условие отсутствия проскальзывания ленты на барабане:

$$(S_{нб} / S_{сб}) < e^{\mu\alpha}, \quad (2.50)$$

при тормозном режиме:

$$(S_{сб} / S_{нб}) < e^{\mu\alpha}, \quad (2.51)$$

где α - полный (геометрический) угол обхвата.

Максимальное тяговое усилие, которое может быть передано ленте силами трения:

$$W_o^{max} = S_{сб} (e^{\mu\alpha} - 1), \text{ Н.} \quad (2.52)$$

Коэффициент запаса сил трения на приводных барабанах

$$k_m = W_o^{max} / W_o, \quad (2.53)$$

где W_o - фактическое для данных условий тяговое усилие, Н.

Минимальное допустимое натяжение ленты на приводном барабане, необходимое для устранения проскальзывания, при двигательном режиме:

$$S_{сб}^{min} = \frac{k_m \cdot W_o}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ Н,} \quad (2.54)$$

при генераторном режиме

$$S_{сб}^{min} = \frac{k_m |W_o| e^{\mu\alpha}}{(e^{\mu\alpha} - 1)}, \text{ Н.} \quad (2.55)$$

При расчетах запас сил трения можно принимать 1,15...1,2 /2/. Значения тягового фактора $e^{\mu\alpha}$ приведены в табл. 2.20.

Таблица 2.20

Значение тягового фактора $e^{\mu\alpha}$ и расчетного коэффициента $c = e^{\mu\alpha} / (e^{\mu\alpha} - 1)^*$

Род барабана и атмосферные условия	Коэффициент сцепления, μ	Угол обхвата α , градус (рад)											
		180 (3,14)	190 (3,32)	200 (3,50)	210 (3,67)	220 (3,84)	240 (4,19)	270 (4,71)	300 (5,24)	330 (5,76)	360 (6,28)	380 (6,63)	400 (6,98)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Обточенный барабан и очень влажная (мокрая) атмосфера	0,1	<u>1,37</u> 3,70	<u>1,39</u> 3,54	<u>1,42</u> 3,39	<u>1,44</u> 3,26	<u>1,47</u> 3,13	<u>1,52</u> 2,92	<u>1,60</u> 2,66	<u>1,69</u> 2,45	<u>1,78</u> 2,28	<u>1,88</u> 2,14	<u>1,94</u> 2,06	<u>2,01</u> 1,99
Футерованный резиной барабан и очень влажная (мокрая) атмосфера	0,15	<u>1,60</u> 2,66	<u>1,65</u> 2,55	<u>1,69</u> 2,45	<u>1,73</u> 2,36	<u>1,78</u> 2,28	<u>1,88</u> 2,14	<u>2,03</u> 1,97	<u>2,20</u> 1,84	<u>2,38</u> 1,73	<u>2,57</u> 1,64	<u>2,71</u> 1,59	<u>2,85</u> 1,54
Обточенный барабан и влажная атмосфера	0,2	<u>1,88</u> 2,14	<u>1,94</u> 2,06	<u>2,01</u> 1,99	<u>2,08</u> 1,92	<u>2,16</u> 1,86	<u>2,31</u> 1,76	<u>2,57</u> 1,64	<u>2,85</u> 1,54	<u>3,17</u> 1,46	<u>3,52</u> 1,40	<u>3,78</u> 1,36	<u>4,05</u> 1,33

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Футерованный резиновый барабан и влажная атмосфера	0,25	$\frac{2,20}{1,84}$	$\frac{2,29}{1,77}$	$\frac{2,4}{1,72}$	$\frac{2,50}{1,67}$	$\frac{2,62}{1,62}$	$\frac{2,85}{1,54}$	$\frac{3,25}{1,44}$	$\frac{3,71}{1,37}$	$\frac{4,23}{1,31}$	$\frac{4,83}{1,26}$	$\frac{5,26}{1,23}$	$\frac{5,74}{1,21}$
Обточенный барабан и сухая атмосфера	0,3	$\frac{2,57}{1,64}$	$\frac{2,71}{1,59}$	$\frac{2,85}{1,54}$	$\frac{3,01}{1,50}$	$\frac{3,17}{1,46}$	$\frac{3,52}{1,40}$	$\frac{4,12}{1,32}$	$\frac{4,82}{1,26}$	$\frac{5,64}{1,22}$	$\frac{6,60}{1,18}$	$\frac{7,33}{1,16}$	$\frac{8,14}{1,14}$
Обточенный барабан и сухая чистая атмосфера	0,35	$\frac{3,01}{1,50}$	$\frac{3,20}{1,46}$	$\frac{3,40}{1,42}$	$\frac{3,61}{1,38}$	$\frac{3,84}{1,35}$	$\frac{4,34}{1,30}$	$\frac{5,22}{1,24}$	$\frac{6,29}{1,19}$	$\frac{7,53}{1,17}$	$\frac{9,05}{1,13}$	$\frac{10,12}{1,11}$	$\frac{11,55}{1,09}$
Барабан футерованный резиновой и сухой атмосфера	0,4	$\frac{3,52}{1,40}$	$\frac{3,78}{1,36}$	$\frac{4,19}{1,31}$	$\frac{4,34}{1,30}$	$\frac{4,65}{1,27}$	$\frac{5,35}{1,23}$	$\frac{6,60}{1,18}$	$\frac{8,14}{1,14}$	$\frac{10,04}{1,11}$	$\frac{12,39}{1,09}$	$\frac{14,25}{1,08}$	$\frac{16,38}{1,07}$

* Значения $e^{\mu\alpha}$ указаны в числителе, $c = e^{\mu\alpha} / (e^{\mu\alpha} - 1)$ в знаменателе.

Пример. Определить минимальное натяжение ленты на приводном барабане, необходимое для отсутствия проскальзывания.

Исходные данные:

- тяговое усилие конвейера $W_0 = 80000$ Н;
- угол обхвата лентой приводных барабанов $\alpha = 440^\circ$;
- барабаны футерованы резиной;
- состояние атмосферы - влажная.

Решение.

Согласно табл. 2.20 для футерованного барабана и влажной атмосферы коэффициент сцепления $\mu = 0,25$. Для угла обхвата $\alpha_1 = 220^\circ$ (3,84 рад) значение тягового фактора составляет $e^{\mu\alpha} = 2,62$, тогда для угла $\alpha = 220^\circ \times 2 = 440^\circ$, тяговый фактор составит

$$e^{\mu\alpha} = e^{\mu\alpha_1} \cdot e^{\mu\alpha_1} = 2,62 \times 2,62 = 6,86.$$

Минимальное допустимое натяжение ленты на приводном барабане, необходимое для устранения проскальзывания при двигательном режиме, определяем по формуле (2.54)

$$S_{сб}^{\min} = \frac{1,2 \cdot 80000}{6,86 - 1} = 16400 \text{ Н.}$$

Пример. Определить минимальное натяжение ленты на приводном барабане, необходимое для устранения проскальзывания.

Исходные данные:

- тяговое усилие конвейера $W_0 = 60000$ Н;
- угол обхвата лентой приводных барабанов $\alpha = 460^\circ$;
- барабаны обточены;
- атмосфера - сухая.

Решение.

По табл. 2.20 для обточенного барабана и сухой атмосферы коэффициент сцепления $\mu = 0,3$. Для углов обхвата $\alpha_1 = 220^\circ$ и $\alpha_2 = 240^\circ$ тяговые факторы составят

$$e^{\mu\alpha_1} = 3,17; e^{\mu\alpha_2} = 3,52. \text{ Тогда } \alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 220 + 240 = 460^\circ, \text{ тяговый фактор составит}$$

$$e^{\mu\alpha} = e^{\mu\alpha_1} \cdot e^{\mu\alpha_2} = 3,17 \cdot 3,52 = 11,15.$$

Минимальное допустимое натяжение ленты на приводном барабане, необходимое для устранения проскальзывания, при генераторном режиме находим по выражению (2.55).

$$S_{сб}^{\min} = \frac{1,2 \cdot 60000 \cdot 11,15}{11,15 - 1} = 79000 \text{ Н.}$$

Контрольные задания.

Определить минимальное натяжение ленты на приводном барабане для отсутствия проскальзывания (табл. 2.21).

Таблица 2.21

Исходные данные

№ вар.	Тяговое усилие конвейера, W_0 , Н.	Угол обхвата лентой барабана, α , град	Наличие футеровки барабана	Состояние рудничной атмосферы
1	40000	420	не футерован	сухая
2	-50000	270	футерован	влажная
3	60000	420	футерован	сухая
4	-70000	440	не футерован	влажная
5	75000	270	футерован	сухая
6	-80000	440	не футерован	сухая
7	70000	270	футерован	влажная
8	-60000	440	футерован	сухая
9	50000	420	не футерован	сухая
10	-40000	270	футерован	влажная

2.2.5. Диаграммы натяжений тягового органа

Построение диаграмм натяжений тягового органа является графическим определением его натяжений "по точкам" и характеризует закон изменения натяжений тягового органа по его длине / 2 /.

На диаграмме в соответствующих масштабах откладываются: по оси абсцисс – полная длина тягового органа, равная сумме длин порожней и груженой ветвей, а по оси ординат – сопротивления движению ленты и ее натяжений. Так как натяжение каждой последующей точки отличается от натяжения в предыдущей точке на величину сопротивления движению на участке между этими точками, то все сопротивления откладываются на диаграмме последовательно, при этом вверх – положительные сопротивления, увеличивающие его натяжение.

Сопротивления движению тягового органа на прямолинейных участках прямо пропорциональны длине этих участков. Поэтому для прямолинейного участка конвейера диаграмма натяжений имеет вид прямой.

Для примера рассмотрим диаграмму натяжения ленты уклонного ленточного конвейера.

Если угол равновесия порожней ветви меньше действительного угла наклона установки, тогда $W_{пор} < 0$, а для уклонных конвейеров $W_{гр}$ всегда положительно ($W_{гр} > 0$). Диаграмма натяжений для этого случая при расположении привода в конце груженой ветви приведена на рис.2.4.

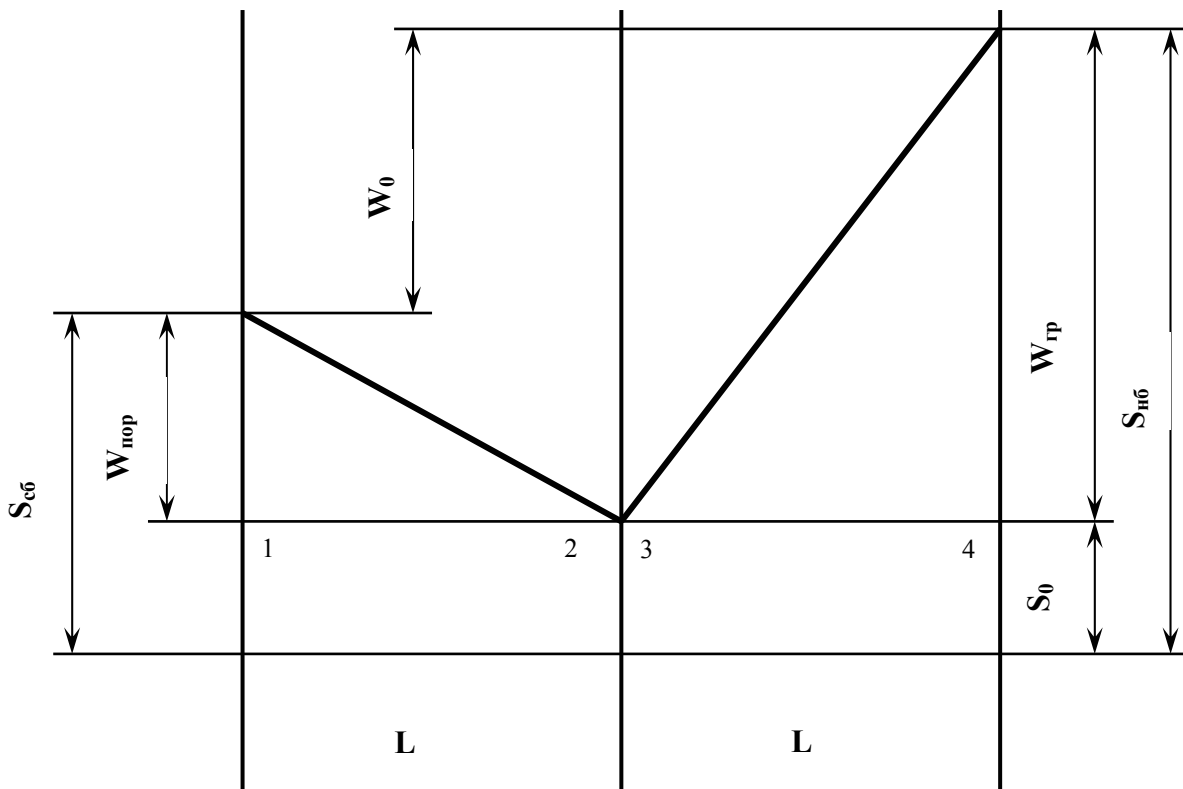
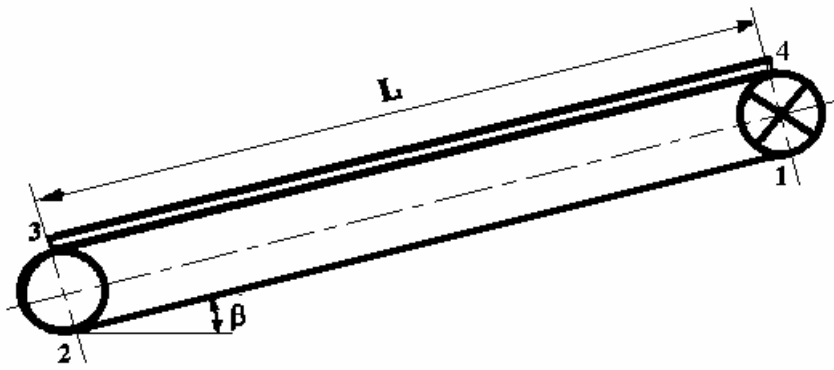


Рис. 2.4. Схема и диаграмма натяжений ленточного конвейера

2.2.6. Методика выбора первоначального натяжения ленты

Величина натяжения ленты на конвейере должна быть такой, чтобы были соблюдены два не связанных между собой условия: обеспечение передачи трением ленте на приводе тягового усилия W_0 без пробуксовки и допустимого значения провеса ленты между роликками на грузной ветви в точке наименьшего натяжения этой ветви / 4 /.

Величина натяжений, обеспечивающих передачу тягового усилия W_0 , определяется по выражениям (2.54) и (2.55).

Минимальное значение натяжения для обеспечения допустимой стрелы провеса на грузной ветви

$$S_{ep. min} = (4 \dots 5)(q + q_l) \cdot g \cdot l'_p, \text{ Н.} \quad (2.56)$$

Обычно на горизонтальных и наклонных установках с движением груза вверх, если натяжение определено по первому условию, бывает соблюдено и второе, а на наклонных установках с движением груза вниз, напротив, если натяжение определено по второму условию, бывает соблюдено и первое. Если одно из условий не соблюдено, то натяжение ленты необходимо соответственным образом повысить, выполнив перерасчет. Поэтому во избежание необходимости перерасчетов следует определять требуемую величину натяжения ленты на установке с движением груза по горизонтали и вверх исходя из первого условия, и проверять по второму, а на установках с движением вниз - рассчитывать по второму условию и проверять по первому.

Помимо аналитического метода определения первоначального натяжения ленты используют графоаналитический. При этом на диаграмме натяжений от точки сбегания откладывают вниз величину минимального натяжения, обеспечивающего передачу тягового усилия W_o , и проводят горизонтальную ось, которую называют ось "по пробуксовке". От точки с минимальным натяжением на грузовой ветви откладывают вниз величину минимального натяжения по условию обеспечения допустимого провеса ленты между роликами $S_{ep. min}$ и проводят горизонтальную ось, которую называют осью "по провесу".

За ось отсчета для определения натяжений ленты принимают нижнюю из двух полученных осей, так как при этом будут выполнены оба условия нормальной работы конвейера.

Величина натяжения от оси отсчета до точки с минимальным натяжением ленты конвейера и будет первоначальным натяжением S_o .

Пример определения первоначального натяжения ленты графоаналитическим способом приведен на рис. 2.5.

Пример. Определить первоначальное натяжение ленты и построить диаграмму натяжений тягового органа конвейера.

Исходные данные:

- масса груза на 1м длины конвейера $q = 65.2$ кг/м;
- масса ленты на 1м длины конвейера $q_l = 12.3$ кг/м;
- сопротивление движению ленты на грузовой ветви $W_{ep} = 70000$ Н;
- сопротивление движению ленты на порожней ветви $W_{nop} = -5250$ Н;
- длина конвейера $L = 450$ м;
- угол обхвата лентой приводных барабанов $\alpha = 440^\circ$;
- атмосфера сухая;
- барабаны футерованы резиной;
- расстояние между роликоопорами на грузовой ветви $l'_p = 1.2$ м

Расчет.

По выражению (2.56) определим минимальное натяжение для обеспечения допустимой стрелы провеса

$$S_{ep. min} = 5 \cdot (65,2 + 12,3) \cdot 9,81 \cdot 1,2 = 4560 \text{ Н.}$$

Общее тяговое усилие конвейера определяем по формуле (2.45)

$$W_o = 1.3 \cdot (70000 - 5250) = 84000 \text{ Н.}$$

По табл. 2.19 для футерованного резиной барабана и сухой атмосферы для угла обхвата $\alpha_1 = 220^\circ$ тяговый фактор составляет $e^{\mu\alpha_1} = 4,65$. Для угла обхвата $\alpha = \alpha_1 + \alpha_1 = 220 + 220 = 440^\circ$ тяговый фактор составит

$e^{\mu\alpha} = e^{\mu(\alpha_1 + \alpha_1)} = e^{\mu\alpha_1} \cdot e^{\mu\alpha_1} = 4,65 \times 4,65 = 21,6$. Минимальное допустимое натяжение ленты на приводном барабане, необходимое для устранения проскальзывания, при двигательном режиме находим по зависимости (2.44)

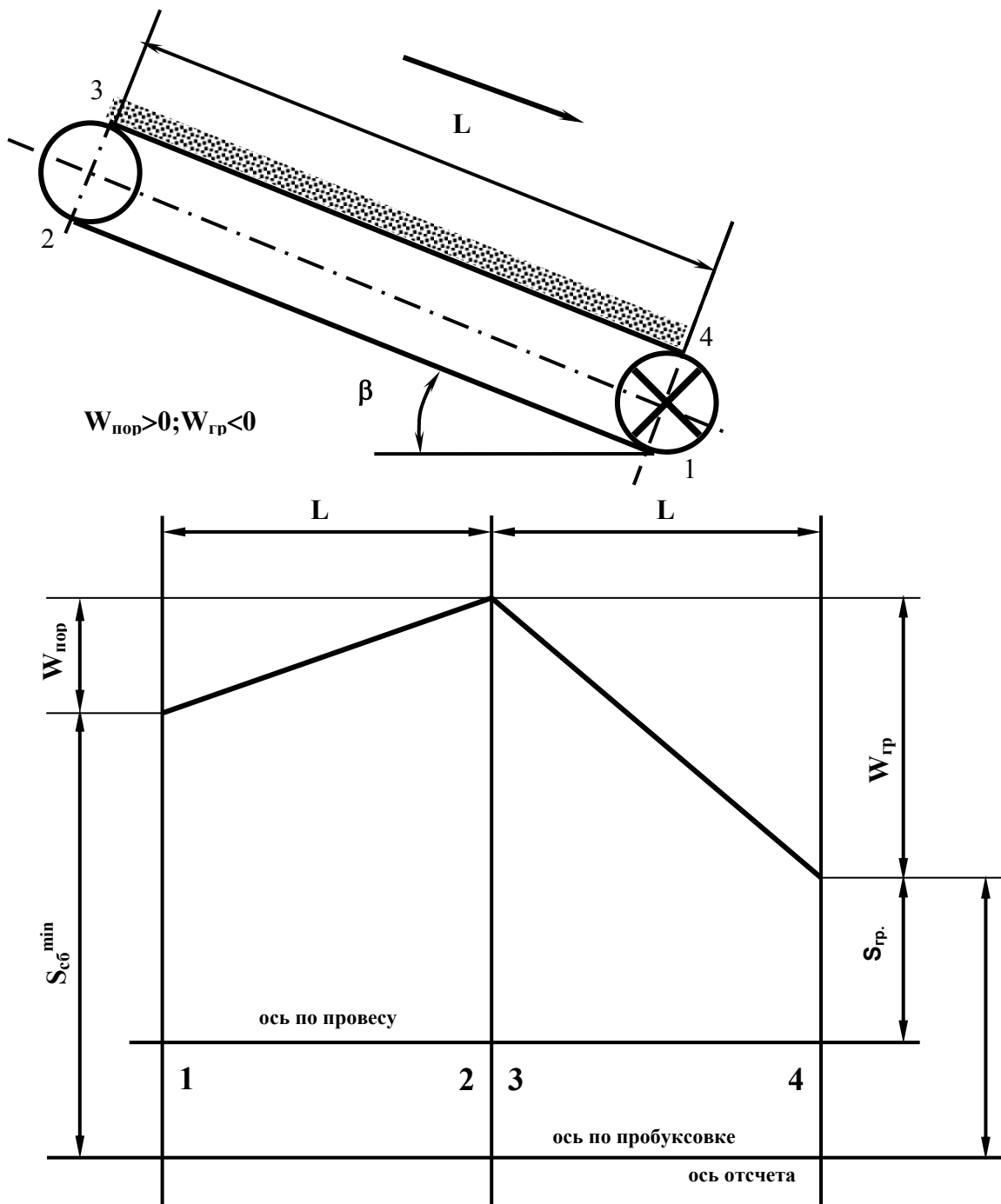


Рис. 2.5. Диаграмма натяжений ленты конвейера

$$S_{сб}^{\min} = \frac{1.2 \cdot 84000}{21 \cdot 6 - 1} = 4980 \text{ Н.}$$

Построим диаграмму натяжений для данного конвейера. Она приведена на рис. 2.6. Построение начинаем с изображения расчетной схемы конвейера.

Так как местные сопротивления движению учтены коэффициентом $k=1.3$, то эти сопротивления при построении диаграммы включаем в распределенные сопротивления на грузовой ветви $k \cdot W_{гр} = 1.3 \cdot 70000 = 91000 \text{ Н}$ и порожней $k \cdot W_{пор} = 1.3 \cdot (-5250) = -6830 \text{ Н}$.

Для построения диаграммы на горизонтальной прямой откладываем в масштабе две длины конвейера и отмечаем на ней точки, соответствующие характерным точкам схемы конвейера 1,2,3,4. Через точки 1, 2 и 4 проводим три вертикальные прямые (длиной участка 2-3 пренебрегаем). На вертикали 1 берем произвольную точку 1¹ и от нее откладываем вниз

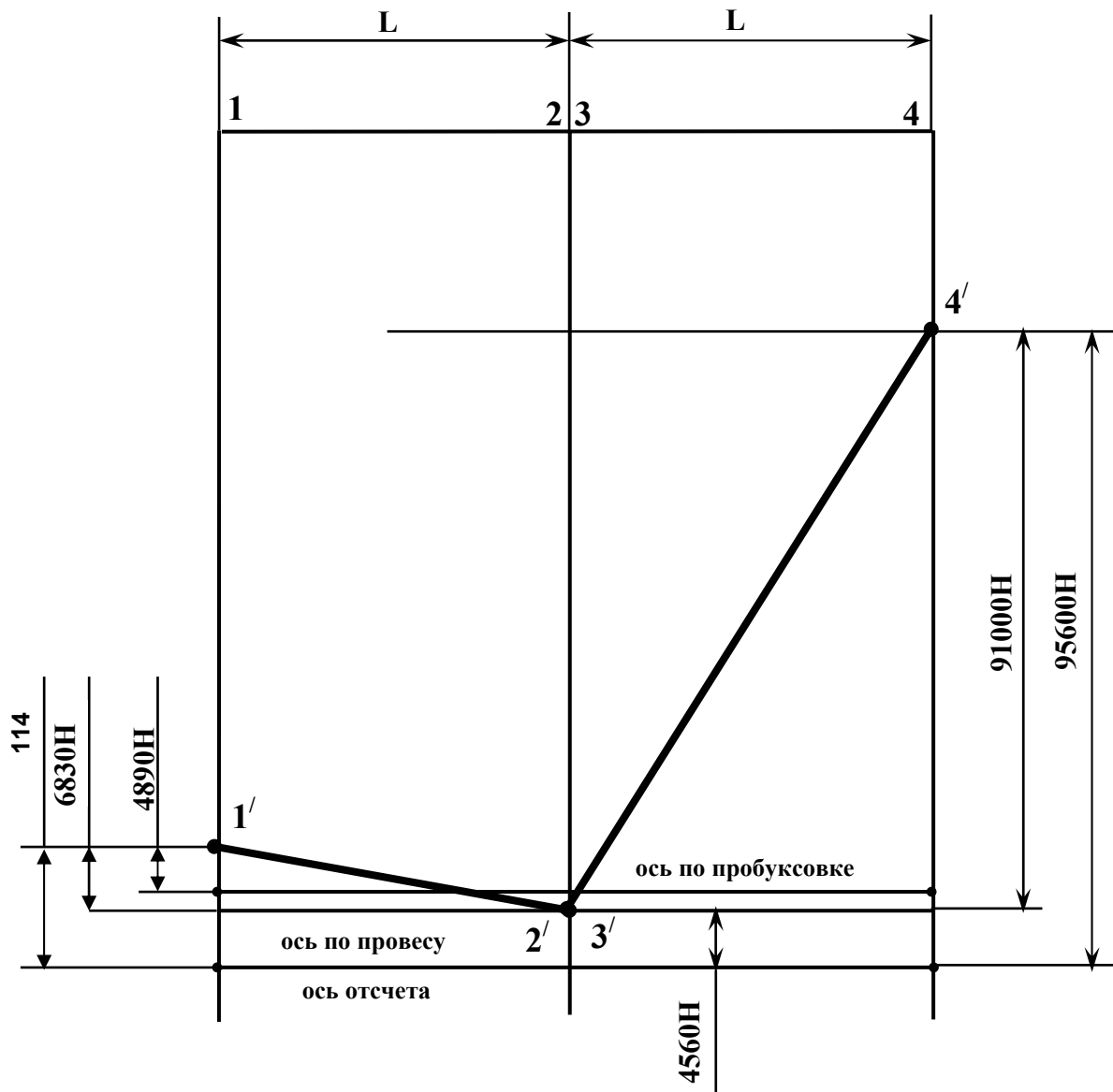


Рис. 2.6. Диаграмма натяжений ленты конвейера

в масштабе величину $k \cdot W_{nop} = -6830$ Н, так как она имеет отрицательное значение. Через полученную точку проводим горизонтальную линию до пересечения с вертикалью 2. Обозначим эту точку 2^1 . От точки 2^1 откладываем в масштабе величину $k \cdot W_{sp} = 91000$ Н вверх, так как она имеет положительное значение. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью 4 и получаем точку 4^1 . Соединяем точки 1^1 , 2^1 и 4^1 ломаной линией.

От точки 1^1 откладываем вниз в масштабе величину натяжения $S_{cb}^{min} = 4890$ Н и через полученную точку проводим горизонтальную ось - ось по пробуксовке.

От точки с минимальным натяжением на грузовой ветви, которой на диаграмме соответствует 2^1 , откладываем в масштабе величину $S_{sp.min} = 4560$ Н и через полученную точку проводим горизонтальную прямую - ось по провесу.

Ось по провесу является осью отсчета, так как прошла ниже оси по пробуксовке (см. рис. 2.6).

Согласно диаграмме натяжения ленты в характерных точках равны

$$S_1 = S_{sp.min} + |kW_{nop}| = 4560 + 6830 = 11390 \approx 11400 \text{ Н};$$

$$S_2 = S_3 = S_{zp, min} = 4560 \text{ Н};$$

$$S_4 = S_{zp, min} + kW_{zp} = 4560 + 91000 = 95560 \approx 95600 \text{ Н}.$$

Первоначальное натяжение ленты, таким образом, равно

$$S_o = S_2 = S_3 = 4560 \text{ Н}.$$

Контрольные задания.

Определить первоначальное натяжение ленты и построить диаграмму натяжений тягового органа конвейера.

Исходные данные приведены в табл. 2.22.

Таблица 2.22.

Исходные данные

№ вар.	Погонная масса груза, q , кг/м	Погонная масса ленты, q_l , кг/м	Сопротивление движению ленты на грузовой ветви, W_{zp} , Н	Сопротивление движению ленты на порожней ветви, $W_{пор}$, Н	Длина конвейера L , м	Угол обхвата лентой приводных барабанов α , град	Состояние рудничной атмосферы	Наличие футеровки барабана	Расстояние между роликотпорами на грузовой ветви, l'_p , м
1	40	13	60000	-5000	400	420	сухая	футерован	1,2
2	50	14	70000	-6000	500	270	влажная	футерован	1,3
3	45	13,5	65000	-7000	500	440	влажная	футерован	1,25
4	60	15	80000	10000	700	420	сухая	футерован	1,2
5	70	28	100000	-30000	800	440	влажная	футерован	1,3
6	55	16	70000	10000	600	420	сухая	не футер.	1,2
7	60	14,5	-80	15000	600	440	влажная	футерован	1,25
8	35	13,5	-60000	20000	500	440	сухая	футерован	1,3
9	50	17	-90000	40000	700	420	влажная	футерован	1,2
10	30	13	50000	7000	400	440	сухая	не футер.	1,2

2.2.7. Проверка ленты на прочность, определение требуемого числа последовательно установленных конвейеров

Допускаемое натяжение ленты

$$S_{np} = \frac{1000 k_z i B}{m}, \text{ Н} \quad (2.57)$$

где k_z - разрывное усилие 1мм ширины прокладок для резинотканевых лент и 1мм ширины ленты для резинотросовых лент, Н/мм;

i - число прокладок (для резинотросовых лент принимают $i=1$);

B - ширина ленты, м;

m - запас прочности ленты (табл. 2.23.).

Таблица 2.23.

Коэффициент запаса прочности ленты

Конвейер	Лента	Угол наклона конвейера, град.	
		до 10	свыше 10
Грузовой	Резинотросовая	7	8,5
	Резинотканевая	8,5	9
Грузолюдской или людской	Та же	8,5	9,5
		9,5	10

Лента удовлетворяет условию прочности, если

$$S_{np} \geq S_{max},$$

где S_{max} - максимальное натяжение ленты конвейера, определенное по диаграмме натяжений или аналитическим методом, Н.

По выражению (2.57) можно при известном натяжении S_{max} определить требуемое число прокладок i .

При полном использовании ленты по прочности $S_{np} = S_{max}$ получим

$$i = S_{max} \cdot m / 1000 \cdot K_z \cdot B. \quad (2.58)$$

При $S_{np} < S_{max}$ установки одного конвейера на всю длину транспортирования недостаточно. Поэтому приходится решать следующую практическую задачу: при заданной длине транспортирования L требуется определить число последовательно установленных конвейеров n и допустимую длину каждого из них L_{max} .

Решить эту задачу можно двумя методами: графоаналитическим и аналитическим.

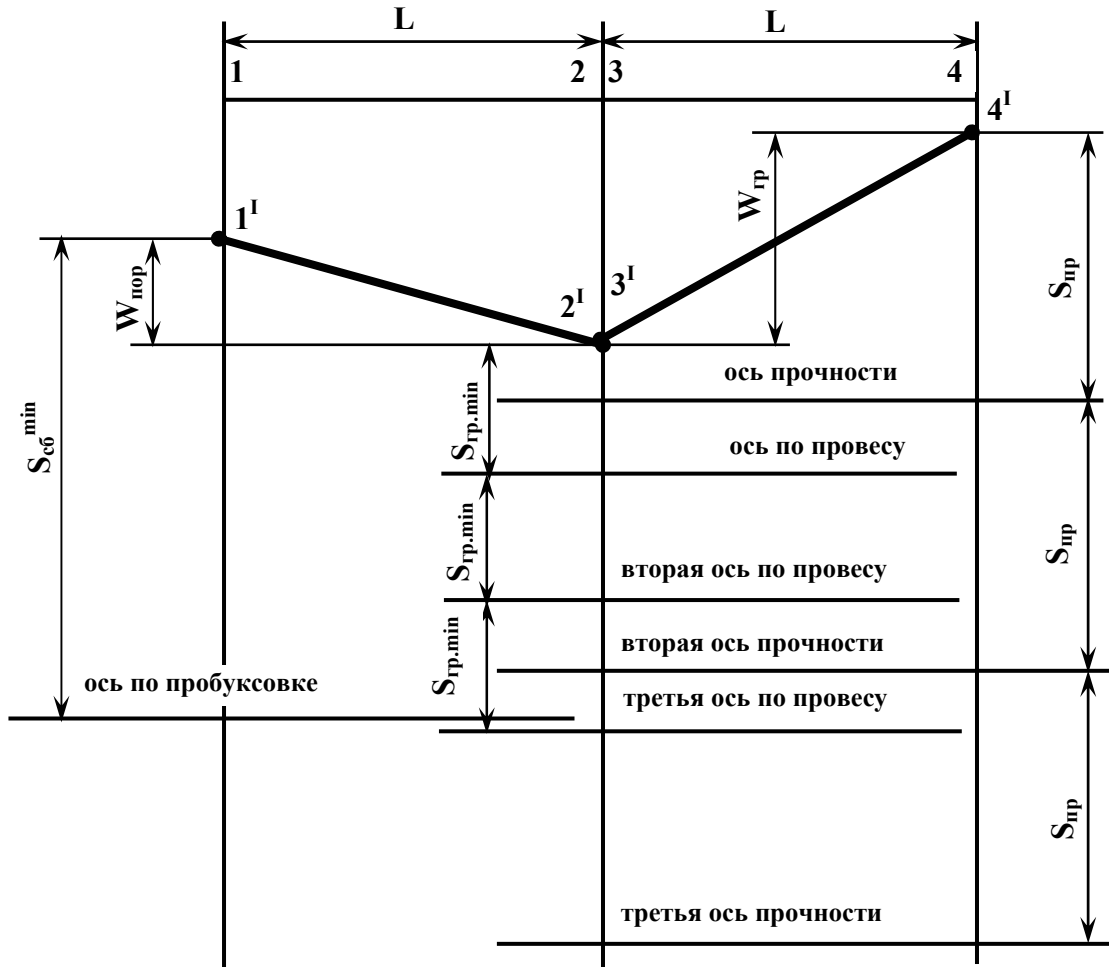


Рис. 2.7. Графическое построение для определения требуемого числа последовательно установленных конвейеров

При графоаналитическом методе строят диаграмму натяжений ленты конвейера в предположении установки его на всю длину транспортирования L . На рис. 2.7 приведено графическое построение для определения требуемого числа последовательно установленных конвейеров применительно к условиям транспортирования вверх, привод расположен сверху, $W_{сп} > 0$; $W_{пор} < 0$.

Вначале производится построение для определения первоначального натяжения ленты (см. п. 2.26): от точки сбегания откладывается величина $S_{сб}^{min}$ и проводится ось по пробуксовке, а от точки с наименьшим натяжением на грузовой ветви откладывается

величина $S_{zp.min}$ и проводится ось по провесу. Так как нижней из двух осей оказалась ось по пробуксовке, то она и является осью отсчета для определения натяжений ленты конвейера.

Для проверки прочности ленты от точки с наибольшим натяжением откладывается величина S_{np} и проводится горизонталь, называемая осью по прочности.

Если бы ось по прочности прошла ниже оси отсчета, то значит лента удовлетворяла бы условиям прочности и, следовательно, при заданной длине транспортирования L достаточно иметь один конвейер.

Если же ось по прочности, как это приведено на рис. 2.7, проходит выше оси отсчета, то максимальное натяжение ленты больше допустимого S_{np} . Стало быть, лента условиям прочности не удовлетворяет и при заданной длине транспортирования требуется иметь несколько конвейеров.

Пусть требуется два конвейера ($n=2$) равной длины

$$L' = L/n = L/2.$$

При уменьшении длины конвейера вдвое сопротивления движению на грузовой и порожней ветвях W_{zp} и W_{nop} уменьшаются в таком же соотношении. Если теперь построить диаграмму натяжений, то она будет геометрически подобна показанной на рис. 2.7, но будет в 2 раза меньше. Для того, чтобы не производить повторного построения диаграммы натяжений мысленно увеличивают вдвое масштаб сил и длин. В таком случае диаграмма натяжений для конвейера длиной $L=L/2$ будет точно такой же, как и для конвейера длиной L , т.е. такой же, как и на рис.2.7.

Так как величина $S_{сб}^{min}$ пропорциональна тяговому усилию, которое, в свою очередь, можно считать пропорциональным длине конвейера, то уменьшение длины конвейера вдвое вызовет во столько же раз уменьшение величины $S_{сб}^{min}$. Поэтому положение оси по пробуксовке на диаграмме с новым удвоенным масштабом останется таким же, как на диаграмме конвейера для всей длины транспортирования (см. рис.2.7).

Величины $S_{zp.min}$ и S_{np} от длины конвейера не зависят, следовательно, в новом масштабе сил они должны изображаться отрезками в два раза большими, чем в старом масштабе.

Таким образом, от старого положения оси по провесу нужно отложить вниз величину $S_{zp.min}$ и получить вторую ось по провесу.

Так как вторая ось по провесу прошла выше оси по пробуксовке, то за ось отсчета по-прежнему должна быть принята ось по пробуксовке.

Для построения второй оси по прочности от первоначальной оси по прочности откладывают вниз величину S_{np} .

Для проверки ленты по условию прочности требуется сравнить положение второй оси по прочности и оси по пробуксовке (ось отсчета). Так как вторая ось прочности проходит выше оси по пробуксовке, то лента и в этом случае не удовлетворяет условию прочности и, следовательно, необходимое число конвейеров будет больше двух.

Если при заданной длине транспортирования требуется три конвейера, то, повторяя приведенные выше соображения, т.е. откладывая еще раз величины $S_{zp.min}$ и S_{np} , получаем третью ось по провесу и третью ось по прочности. Как видно, в наше случае третья ось по провесу прошла ниже оси по пробуксовке, а поэтому должна быть принята за ось отсчета. Третья ось по прочности прошла ниже третьей оси по провесу (ось отсчета), что свидетельствует о том, что лента удовлетворяет условию прочности. В рассматриваемом примере требуется три последовательно установленных конвейера.

В общем случае для установления необходимого числа конвейеров n требуется столько раз отложить значения величин $S_{zp.min}$ и S_{np} , пока ось по прочности не окажется ниже оси отсчета. Количество отложенных отрезков и будет искомым числом конвейеров / 2 /.

При аналитическом методе определения допустимой длины конвейера и требуемого числа последовательно установленных конвейеров определяют две возможные максимальные длины конвейера из предположений, что первоначальное натяжение в одном случае определяется провесом ленты, а в другом - пробуксовкой.

Допускаемая длина конвейера, если первоначальное натяжение выбрано по провесу / 2 /,

$$L_{\max} = \frac{S_{np} - S_{ep.min}}{S_{\max} - S_{ep.min}} \cdot L, \text{ м} \quad (2.59)$$

Допускаемая длина конвейера по пробуксовке / 2 /

$$L_{\max} = \frac{S_{np}}{S_{\max}} \cdot L, \text{ м} \quad (2.60)$$

Из двух полученных значений L_{\max} из выражений (2.59) и (2.60) принимается меньшее.

Необходимое число конвейеров

$$n = L / L_{\max}, \quad (2.61)$$

с округлением до ближайшего большего целого числа.

При равной длине последовательно установленных конвейеров длина каждого из них равна

$$L' = L / n, \text{ м} \quad (2.62)$$

Пример. Проверьте ленту конвейера на прочность и уточните число прокладок.

Исходные данные:

- максимальное натяжение ленты конвейера $S_{\max} = 95600\text{Н}$;
- тип тканевой прокладки ленты –ТА-100;
- число тканевых прокладок $i = 4$;
- угол наклона конвейера $\beta = 9^\circ$;
- ширина ленты $B=1\text{м}$.

Решение.

Для тканевой прокладки ТА-100 разрывное усилие 1 мм ширины прокладки составляет $K_z = 100 \text{ Н/мм}$.

Запас прочности ленты находим по табл. 2.23. $m = 8.5$.

Допускаемое натяжение ленты определяем по выражению (2.57).

$$S = \frac{1000 \cdot 100 \cdot 4 \cdot 1}{8.5} = 47000 \text{ Н.}$$

Так как $S_{np} < S_{\max}$, то условие прочности ленты не выполняется. Значит, либо принимать несколько конвейеров, либо подбирать более прочную ленту.

Количество прокладок в ленте, необходимое по условию ее прочности можно определить по формуле (2.58)

$$i = \frac{95600 \cdot 8.5}{1000 \cdot 100 \cdot 1} = 8.12 \text{ шт.}$$

Для обеспечения необходимой прочности лента должна содержать 9 прокладок.

Контрольные задания.

Проверьте ленту конвейера на прочность и уточните число прокладок.

Исходные данные приведены в таблице 2.24.

Исходные данные

№ вар.	Максимальное натяжение ленты конвейера, S_{\max} , Н	Тип тканевой прокладки	Число тканевых прокладок, i , шт.	Угол наклона конвейера, β , град	Ширина ленты, B , м
1	90000	ТА-100	5	11	1,0
2	70000	ТА-200	5	9	1,0
3	85000	ТА-100	6	6	1,0
4	60000	ТА-200	3	3	0,8
5	65000	ТК -100	4	15	1,0
6	70000	ПВХ-120	4	2	0,8
7	50000	ТК -200	6	18	1,0
8	40000	БКНЛ-150	4	3	0,8
9	60000	ТК-100	5	13	1,0
10	50000	ТК-200	6	8	1,0

Пример. Определить аналитически число последовательно установленных конвейеров.

Исходные данные:

- максимальное натяжение ленты конвейера $S_{\max} = 95600\text{Н}$;
- длина транспортировки $L = 450$ м;
- тип тканевой прокладки ленты ТА-100;
- число тканевых прокладок $i = 4$;
- угол наклона конвейера $\beta = 9^\circ$;
- ширина ленты $B = 1$ м;
- минимальное натяжение по условию провеса $S_{2p.\min} = 4560\text{Н}$.

Решение.

Для тканевой прокладки ТА-100 разрывное усилие 1мм ширины прокладки составляет $K_z = 100\text{Н/мм}$.

Запас прочности ленты находим по табл.2.23 $m = 8.5$.

Допускаемое натяжение ленты определяем по выражению (2.57)

$$S_{np} = \frac{1000 \cdot 100 \cdot 5 \cdot 1}{8,5} = 58800 \text{ Н.}$$

Допускаемая длина конвейера, если первоначальное натяжение выбрано по провесу, находим по формуле (2.59)

$$L_{\max} = \frac{58800 - 4560}{95600 - 4560} \cdot 450 = 268 \text{ м}$$

Допускаема длина конвейера по пробуксовке находится по зависимости (2.60)

$$L_{\max} = \frac{58800}{95600} \cdot 450 = 308 \text{ м}$$

Так как максимальная длина конвейера, когда первоначальное натяжение выбрано по провесу, меньше, чем длина по пробуксовке, то первая и является допустимой длиной конвейера в данных условиях.

Необходимое число конвейеров определяем по выражению (2.61)

$$n = 450/268 = 1,68 \approx 2$$

Таким образом, необходимо последовательно установить два конвейера.

Контрольные задания.

Определить аналитически число последовательно установленных конвейеров согласно исходным данным, приведенным в таблице 2.25.

Таблица 2.25

Исходные данные

№ вар	Максимальное натяжение ленты, S_{\max} , Н	Длина транспортов, L , м	Тип тканевых прокладок	Число прокладок i , шт	Угол наклона конвейера, β , град	Ширина ленты, B , м	Минимальное натяжение по условию провеса, $S_{гр. \min}$, Н
1	50000	500	ТА-100	3	3	0,8	4000
2	55000	600	ТА-200	4	6	0,8	5000
3	60000	400	ТК-120	5	9	1,0	6000
5	70000	900	ТА-100	6	15	1,0	5000
6	75000	1000	ТА-200	5	18	1,0	4000
7	80000	900	ТК-100	4	15	1,0	4000
8	85000	800	ТК-200	4	12	0,8	5000
9	90000	700	ТА-100	5	9	0,8	6000
10	95000	600	ТА-200	6	6	1,0	6000

Пример. Определить графоаналитически число последовательно установленных конвейеров.

Исходные данные:

- сопротивление движению ленты на грузовой ветви $W_{зр} = 70000\text{Н}$;
- сопротивление движению ленты на порожней ветви $W_{нор} = -5250\text{Н}$;
- длина выработки $L = 450\text{м}$;
- минимальное натяжение ленты по условию провеса $S_{гр. \min} = 4560\text{Н}$;
- минимальное натяжение ленты по условию пробуксовки $S_{сб}^{\min} = 4890\text{Н}$;
- допустимое натяжение ленты $S_{нр} = 58800\text{Н}$.

Решение.

Строим диаграмму натяжений. Построение приведено на рис. 2.8

По горизонтали, в масштабе, откладываем две длины конвейера и отмечаем точки 1, 2, 3 и 4. Через точки 1, 2 (она же и 3), 4 проводим вертикальные прямые. Для учета местных сопротивлений величины $W_{зр}$ и $W_{нор}$ увеличим на коэффициент $k=1,3$. Так как $W_{нор} < 0$, то от произвольной точки 1^1 на вертикали 1 вниз откладываем величину $k \cdot W_{нор}$. Через полученную точку проводим горизонтальную прямую до пересечения с вертикальной прямой 2 и получаем точку 2^1 . От точки 2^1 (она же и точка 3^1) откладываем величину $k \cdot W_{зр}$ вверх, так как $W_{зр} > 0$. Проводим горизонтальную прямую до пересечения с вертикальной прямой 4 и получаем точку 4^1 . Соединяем точки 1^1 , 2^1 , 4^1 ломаной линией.

От точки 1^1 откладываем вниз, в масштабе, величину $S_{сб}^{\min}$ и проводим ось по пробуксовке. От точки 3^1 опускаем вниз отрезок в масштабе соответствующей величины $S_{гр. \min}$ и проводим ось по провесу. Ось по провесу - ось отсчета, так как она прошла ниже

оси по пробуксовке. От точки 4¹- откладываем вниз в масштабе отрезок величиной, равной $S_{np}=58800\text{H}$, и проводим ось по прочности. Так как эта ось прошла выше оси отсчета, то продолжаем построение.

От первой оси по провесу откладываем вниз еще раз, в масштабе, отрезок $S_{гр.min}$ и проводим вторую ось по провесу. Она оказывается в новом масштабе также нижней, поэтому она и остается осью отсчета.

От первой оси по прочности откладываем вниз в масштабе величину S_{np} , проводим вторую ось по прочности. Эта ось прошла ниже оси отсчета. Значит, условие прочности выполняется. Таким образом, для обеспечения транспортирования угля в заданных условиях необходимо установить по длине два конвейера.

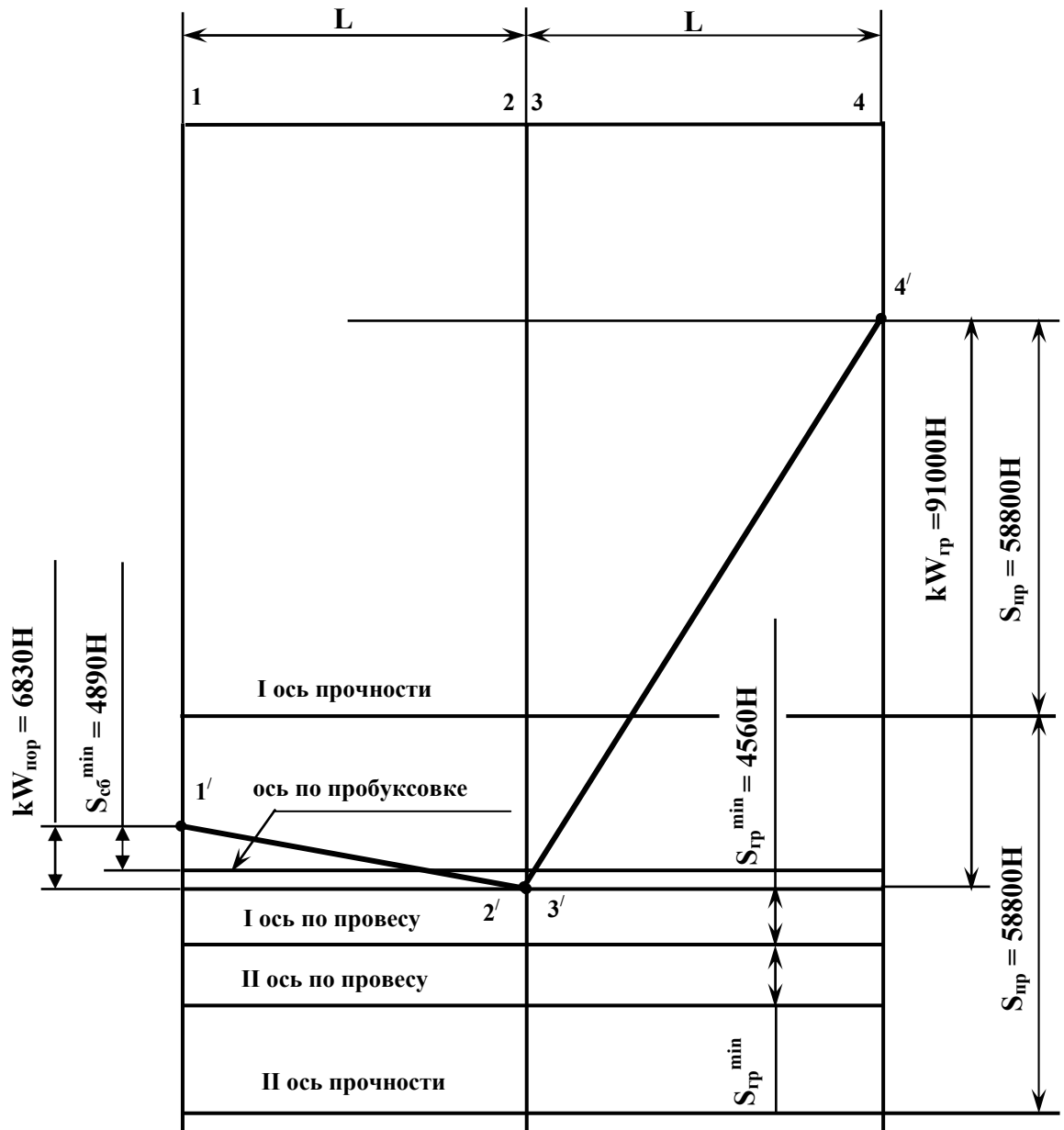


Рис. 2.8. Диаграмма натяжений ленты конвейера

Контрольные задания.

Определить графоаналитически число последовательно установленных конвейеров по исходным данным, приведенным в табл.2.26.

Таблица 2.26.

Исходные данные

№ вар.	Сопротивление движению ленты на грузовой ветви, $W_{гр}$, Н	Сопротивление движению ленты на порожней ветви, $W_{пор}$, Н	Длина выработки, L, м	Минимальное натяжение ленты по условию провеса, $S_{гр.min}$, Н	Минимальное натяжение ленты по условию пробуксовки, $S_{сб}^{min}$, Н	Допустимое натяжение ленты, S_{np} , Н
1	+75000	-55000	500	4500	9900	44500
2	-75000	+10000	500	4500	98000	44500
3	+80000	-10000	600	5000	10100	55500
4	-8000	+15000	600	5000	98000	55500
5	+90000	-15000	700	4600	10800	66800
6	-90000	+20000	700	4600	106000	66800
7	+80000	+20000	800	5200	14400	89000
8	-80000	+30000	800	5200	75600	89000
9	+90000	+30000	900	5500	17600	111000
10	-90000	+30000	900	5500	90800	111000

2.2.8. Проверка двигателя по мощности и определение расхода энергии

Мощность на валу двигателя определяется по статическому окружному (тяговому) усилию на приводных барабанах.

При двигательном режиме

$$N = \frac{W_o \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (2.63)$$

где η - к.п.д. привода от головного вала до вала двигателя. Для подземных конвейеров можно принять $\eta = 0,8 \dots 0,85$.

При генераторном режиме

$$N = \frac{|W|_o \cdot V \cdot \eta}{1000}, \text{ кВт}. \quad (2.64)$$

Установочная мощность двигателя

$$N_{уст} = \kappa_M \cdot N, \text{ кВт}.$$

где $\kappa_M = 1,1 \dots 1,2$ - коэффициент запаса мощности.

При транспортировании вниз необходимо определить мощность холостого хода установки, которая может оказаться больше мощности рабочего хода:

$$N_{уст.хол} = \frac{\kappa_M \cdot W_{o.хол} \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (2.65)$$

где $W_{o.хол}$ - тяговое усилие при холостом ходе конвейера, Н.

$$W_{o.хол} \approx (2q_l + q'_p + q''_p)w' \cdot L \cdot g \cdot \cos\beta, \text{ Н}. \quad (2.66)$$

Если конвейер допускает установку различного количества приводных блоков, то уточняют число последних ($n_{бл}$).

$$n_{бл} = \frac{N_{уст}}{N_{дв}}, \quad (2.67)$$

где $N_{дв}$ - паспортная мощность двигателя одного приводного блока, кВт.

Величину $n_{бл}$ округляют до большего ближайшего целого числа.

Если число приводных блоков $n_{бл}$ превышает допустимое по технической характеристике конвейера, то необходимо определить количество последовательно установленных конвейеров по мощности их двигателей (n_N).

$$n_N = N_{уст} / N_{\Sigma}, \quad (2.68)$$

где N_{Σ} - суммарная паспортная мощность двигателей конвейера, кВт.

n_N округляют до ближайшего целого числа.

Если число последовательно установленных конвейеров n_N , определенное по мощности двигателей, больше числа конвейеров n , выбранного по прочности ленты, (см. п.2.2.7), то к установке в выработку необходимо принять количество конвейеров n_N , в противном случае - n .

Удельный расход энергии на валу двигателя, отнесенный к 1 т груза

$$\mathcal{E}' = N/Q_p, \text{ кВт}, \quad (2.69)$$

отнесенный к 1 т км транспортной работы

$$\mathcal{E}'' = \mathcal{E}'/L = N/(QL), \text{ Квт}\cdot\text{ч/ткм}, \quad (2.70)$$

где L - длина транспортирования, км.

2.2.9. Содержание и порядок расчета ленточного конвейера

При расчете определяют размеры ленты, допустимую длину конвейера и необходимое количество конвейеров, мощность двигателя и расход энергии на транспортирование.

Порядок расчета.

1. При заданной производительности определяется необходимая ширина ленты. Ширина ленты, принятая из условия обеспечения заданной производительности, должна быть меньше ее фактической ширины. Производится проверка ширины ленты "по кусковатости".
2. Определяются сопротивления движению на прямолинейных участках конвейера.
3. Производится построение диаграммы натяжения и определяется величина первоначального натяжения.
4. Производится проверка ленты на прочность и если лента не соответствует условиям прочности, то определяется необходимое число последовательно установленных конвейеров.
5. Определяются натяжения ленты "по точкам", устанавливается необходимое число прокладок и усилие натяжного устройства.
6. Определяется мощность двигателя, количество приводных блоков и уточняется число последовательно установленных конвейеров.
7. Подсчитывается расход энергии.

Пример. Выбрать и произвести тяговый расчет ленточного конвейера для следующих условий:

- расчетный грузопоток $Q_p=540$ т/ч;
- длина транспортирования $L=800$ м;
- угол наклона $\beta=10^\circ$;
- тип выработки – бремсберг;
- состояние рудничной атмосферы: сухо;
- максимальный размер куска $a'_{\max}=250$ мм.

Решение.

По производительности и углу наклона ориентировочно принимаем ленточный конвейер 2Л100У.

Его основные данные:

- количество приводных барабанов – 2;
- скорость движения ленты $V = 2,5$ м/с;
- суммарная мощность двигателей привода $N = 220$ кВт;
- мощность одного приводного блока $N_{об} = 110$ кВт;
- применяемая лента: тканевая.

Проверка ширины ленты по обеспечению заданной производительности (2.33)

$$B \geq \sqrt{\frac{Q}{C \cdot V \cdot \gamma \cdot 0,95}} = \sqrt{\frac{540}{480 \cdot 2,5 \cdot 0,8 \cdot 0,95}} = 0,703 \text{ м},$$

где $C = 480 / 1$ /;

$\gamma = 0,8 \text{ т/м}^3$ – наиболее распространенная плотность угля;

0,95 – коэффициент, учитывающий снижение производительности наклонных конвейеров, согласно п.2.2.1;

– размещению кусков материала (2.34)

$$B \geq 2a'_{\max} + 200 = 2 \cdot 250 + 200 = 700 \text{ мм}.$$

Таким образом, принятый конвейер 2Л100У с лентой шириной 1 м удовлетворяет условиям.

Сопротивления движению ленты определяются по выражениям 2.36 и 2.37.

На грузовой ветви

$$\begin{aligned} W_{zp} &= [(q + q_l + q'_p) \cdot w' \cdot \cos \beta - (q + q_l) \cdot \sin \beta] \cdot g \cdot L = \\ &= [(60,5 + 16,5 + 30) \cdot 0,035 \cdot \cos 10^\circ - (60,5 + 16,5) \cdot \sin 10^\circ] \cdot 9,81 \cdot 800 = \\ &= -72800 \text{ Н}, \end{aligned}$$

где $q = Q_p / (3,6 \cdot V) = 540 / (3,6 \cdot 2,5) = 60,5$ кг/м;

$q_l = 16,5$ кг/м (см. табл.2.17) – принимаем ленту типа ТК-300 с шестью прокладками ($i=6$);

$$q'_p = m'_p / l'_p = 36 / 1,2 = 30 \text{ кг/м};$$

$$m'_p = 13 + 23B = 13 + 23 \cdot 1 = 36 \text{ кг};$$

l'_p – принимаем по рекомендациям, т.к. паспортных данных нет.

На порожней ветви

$$\begin{aligned} W_{nop} &= [(q_l + q''_p) \cdot w' \cdot \cos \beta + q_l \cdot \sin \beta] \cdot g \cdot L = \\ &= [(16,5 + 9,18) \cdot 0,035 \cdot \cos 10^\circ + 16,5 \cdot \sin 10^\circ] \cdot 9,81 \cdot 800 = 29000 \text{ Н}, \end{aligned}$$

где $q''_p = m''_p / l''_p = 22 / 2,4 = 9,18$ кг/м;

$$m''_p = 8 + 14B = 8 + 14 \cdot 1 = 22 \text{ кг};$$

$l''_p = 2,4$ м (принимаем по рекомендациям, т.к. паспортных данных нет).

Общее тяговое усилие конвейера.

$W_o = k(W_{zp} + W_{nop}) = 1,2 \cdot (-72800 + 29000) = -52500$ Н. (генераторный режим), где $k=1,2$ принято согласно рекомендации п.2.2.2.

Минимальное допустимое натяжение ленты на приводном барабане для устранения проскальзывания при генераторном режиме

$$S_{сб}^{\min} = \frac{K_m |W_o| e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} = \frac{1,2 \cdot 52500 \cdot 21,6}{21,6 - 1} = 66000 \text{ Н},$$

где $e^{\mu \alpha} = 21,6$.

$e^{\mu \alpha}$ определено по табл.2.20 для двухбарабанных приводов при угле обхвата 440° , сухой атмосфере и футерованном резиной барабане. В табл.2.20 значения $e^{\mu \alpha}$ для $\alpha=440^\circ$ нет, но есть $e^{\mu \alpha} = 4,65$ для $\alpha=220^\circ$, тогда для $\alpha=440^\circ$ $e^{\mu \alpha} = 4,65 \cdot 4,65 = 21,6$.

Минимальное натяжение для обеспечения допустимой стрелы провеса на грузной ветви

$$S_{гр.мин} = 5 \cdot (q + q_n) \cdot g \cdot l'_p = 5 \cdot (60,5 + 16,5) \cdot 9,81 \cdot 1,2 = 4530 \text{ Н.}$$

Допустимое натяжение ленты

$$S_{np} = \frac{1000 \cdot K_z \cdot i \cdot B}{m} = \frac{1000 \cdot 300 \cdot 6 \cdot 1}{8,5} = 212000 \text{ Н,}$$

где $K_z = 300 \text{ Н/мм}$ для ленты ТК - 300;

$m = 8,5$ (согласно табл.2.22).

Построение диаграммы проводим в соответствии с п.2.2.5, п.2.2.6 и п.2.2.7.

Диаграмма приведена на рис.2.9.

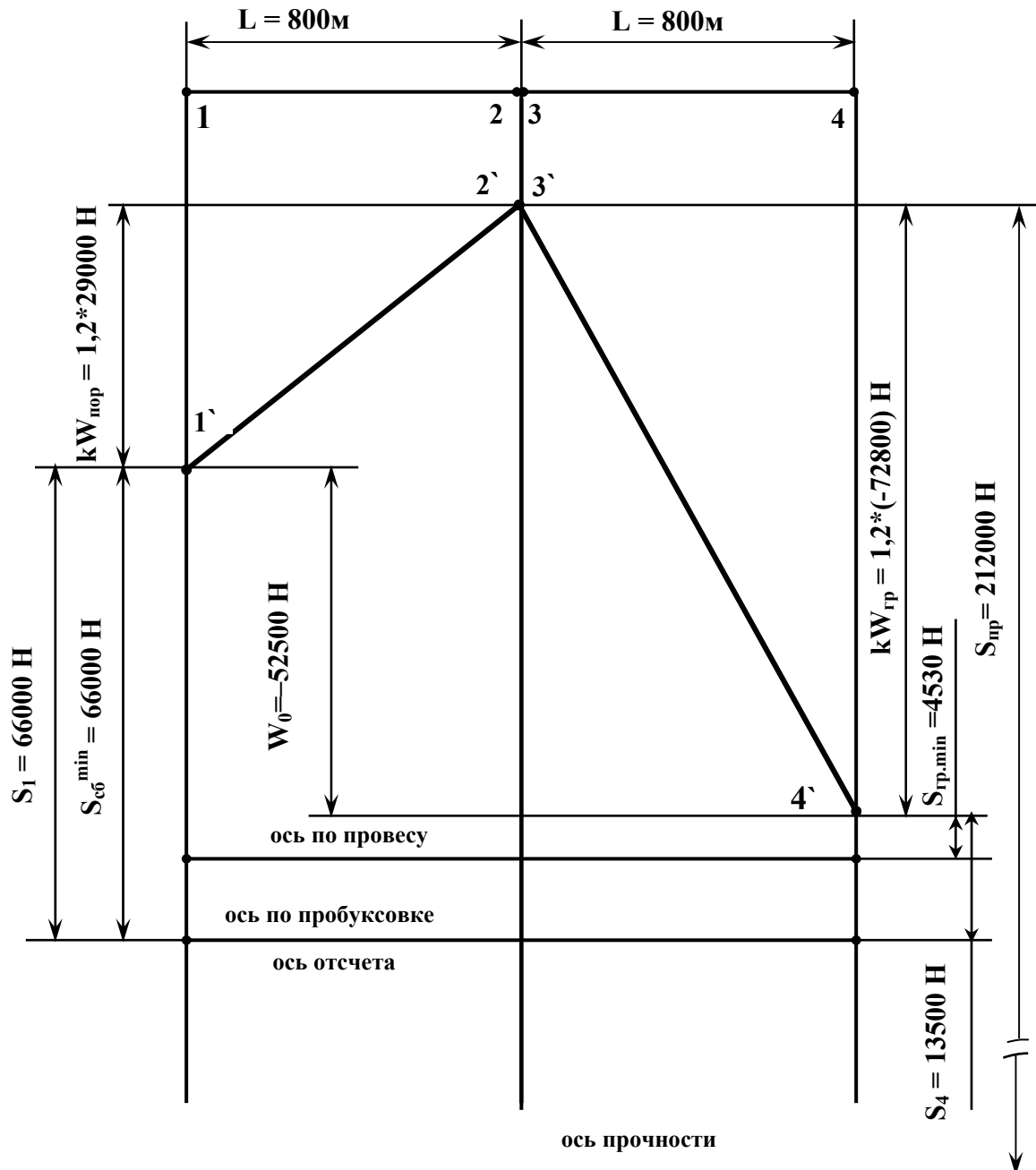


Рис. 2.9. Диаграмма натяжений ленты конвейера

Согласно диаграмме натяжений ленты конвейера ось по прочности прошла ниже оси отсчета, которой является в нашем случае ось по пробуксовке, поэтому достаточно одного конвейера по прочности ленты.

Натяжение ленты в характерных точках

$$S_1 = S_{сб}^{\min} = 66000 \text{ Н},$$

$$S_2 \approx S_3 = S_1 + W_{нор} = 66000 + 1,2 \cdot 29000 = 100800 \text{ Н};$$

$$S_4 = S_3 + W_{сп} = 100800 + 1,2 \cdot (-72800) = 13500 \text{ Н}.$$

Проверка: $W_o = S_4 - S_1 = 13500 - 66000 = -52500 \text{ Н}$, что соответствует расчетному (см. выше).

Уточняем число прокладок

$$i = \frac{S_{\max} \cdot m}{1000 \cdot K_z \cdot B} = \frac{100800 \cdot 8,5}{1000 \cdot 300 \cdot 1} = 2,86 \approx 3$$

Достаточно иметь ленту с тремя прокладками.

Определение мощности двигателей.

Потребная мощность двигателей

$$N = \frac{|W_o| \cdot V \cdot \eta}{1000} = \frac{52500 \cdot 2,5 \cdot 0,85}{1000} = 112 \text{ кВт}.$$

Проверка по мощности холостого хода

$$\begin{aligned} W_{o,хол} &= (2q_l + q'_l + q''_p) \cdot w' \cdot \cos\beta \cdot g \cdot L = \\ &= (2 \cdot 16,5 + 30 + 9,18) \cdot 0,035 \cdot \cos 10^\circ \cdot 9,81 \cdot 800 = 19600 \text{ Н}, \end{aligned}$$

Так как тяговое усилие при холостом ходе по абсолютной величине значительно меньше усилия при груженом конвейере, то проверку по мощности холостого хода проводить нет необходимости.

Установочная мощность двигателя

$$N_{уст} = \kappa_m \cdot N = 1,2 \cdot 112 = 135 \text{ кВт}.$$

Необходимое количество конвейеров по мощности их двигателей

$$n_N = N_{уст} / N_{\Sigma} = 135 / 220 = 0,61 \approx 1.$$

Достаточно одного конвейера.

Удельный расход энергии на валу двигателя:

отнесенный к 1т груза

$$\mathcal{E}' = N / Q_p = 112 / 540 = 0,207 \text{ кВт/т};$$

отнесенный в 1т км транспортной работы.

$$\mathcal{E}'' = \mathcal{E}' / L = N / (Q_p L) = 112 / (540 \cdot 0,8) = 0,259 \text{ кВт/т} \cdot \text{км}.$$

Контрольные задания.

Выбрать и произвести тяговый расчет ленточного конвейера для следующих условий (табл.2.27).

Таблица 2.27

Исходные данные

№ вар.	Расчетный грузопоток, Q_p , т/ч	Длина транспортирования, L, м	Угол наклона, β , град	Тип выработки	Состояние рудничной атмосферы	Максимальный размер куска, a'_{\max} , мм
1	2	3	4	5	6	7
1	280	800	3	уклон	сухая	200
2	300	800	4	бремсберг	влажная	200
3	320	600	5	уклон	сухая	250
4	340	600	6	бремсберг	влажная	250

1	2	3	4	5	6	7
5	350	700	7	уклон	влажная	300
6	360	700	8	бресберг	сухая	300
7	370	800	9	уклон	сухая	350
8	380	800	10	бресберг	влажная	350
9	390	900	11	уклон	влажная	300
10	400	900	12	бресберг	сухая	300
11	410	1000	13	уклон	сухая	250
12	420	1000	14	бресберг	влажная	250
13	430	1100	15	уклон	влажная	200
14	440	1100	16	бресберг	сухая	200
15	450	1200	17	уклон	сухая	250
16	460	1200	18	уклон	влажная	250
17	470	1300	0	штрек	влажная	300
18	480	1300	6	уклон	сухая	300
19	490	1400	7	бресберг	сухая	350
20	500	1400	8	уклон	влажная	350
21	510	600	9	бресберг	влажная	300
22	520	600	10	уклон	сухая	250
23	530	700	11	бресберг	сухая	250
24	540	700	12	уклон	влажная	250
25	550	800	13	бресберг	влажная	300

3. РЕЛЬСОВЫЙ ТРАНСПОРТ

3.1. Рельсовые пути

3.1.1. Параметры рельсового пути

К основным параметрам рельсового пути относятся: тип рельса, уклон пути, ширина колеи, радиус кривой, возвышение рельса, уширение колеи и междупутья.

3.1.1.1. Выбор типа рельса

Тип рельса определяется массой одного погонного метра в килограммах. Технические характеристики рельсов, которые могут применяться в угольных шахтах, приведены в табл.3.1.

Таблица 3.1.

Параметры рельсов

Тип рельса	Масса 1м рельса, м	Высота рельса, мм	Момент сопротивления, $10^{-6}, \text{м}^3$	Длина рельсов нормальная (льготная), м	Ширина головки рельса, мм
P18	18,06	90	56,1	8; (7 и 6)	40
P24	24,04	107	87,2	8; (7 и 6)	51
P33	33,48	128	155,9	12,5; 25	60
P38	38,4	135	180,3	12,5; 25	60
P43	43,8	140	217,3	12,5; 25	70
P50	51,67	152	285	25	70

Примечание: для криволинейных участков поставляются рельсы укороченной длины.

Выбор типа рельса производят в следующем порядке. Для заданной нагрузки на ось устанавливают минимальную массу рельса по прочности. Для заданного грузооборота технико-экономическими расчетами устанавливают наиболее экономичный тип рельса. Из двух значений принимают рельс с большей массой.

При выборе рельса по условию прочности его рассматривают как балку, свободно опирающуюся на две опоры (соседние шпалы), нагруженную в середине пролета сосредоточенной нагрузкой, а влияние соседних пролетов учитывают опытным коэффициентом. При этом потребный момент рельса изгибу

$$W = \frac{P_o \cdot l_{м.шт} \cdot K_{np}}{2\sigma}, \text{ м}^3, \quad (3.1)$$

где P_o – статическая нагрузка на колесо, Н;

$K_{np} = 0,4 \div 0,6$ – коэффициент, учитывающий влияние соседних пролетов и осадки шпал;

σ – допускаемое напряжение, $150 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2$ (для главных путей), $(180 \div 200) \cdot 10^6 \text{ н/м}^2$ (для вспомогательных путей);

$l_{м.шт}$ – расстояние между шпалами, м.

$$l_{м.шт} = \frac{l_p - 2l_{меш}}{n - 2}, \quad (3.2)$$

где l_p – длина рельса, м;

$l_{меш}$ – расстояние между осями стыковых шпал (обычно 0,4м);

n – число шпал на одно звено

$$n = (l_p \cdot n_o) / 1000, \quad (3.3)$$

где n_o – число шпал на 1км рельсового пути (табл.3.2.).

Таблица 3.2.

Расход шпал на укладку 1км рельсового пути

Тип рельса	Длина рельса, м					
	25	12,5	10	8	7	6
P18, P24	–	–	1400	1375	1429	1500
P33, P38, P43	1400	1360	–	–	–	–
P50	1400	–	–	–	–	–

Следует иметь в виду, что правилами эксплуатации рекомендуется между осями шпал на прямолинейном участке пути в середине звена принимать расстояние 0,7м. В стыковых и предстыковых участках целесообразно уменьшать расстояние между осями шпал соответственно до 0,4 и 0,5м. На криволинейных участках пути вследствие увеличения нагрузки также необходимо увеличивать число шпал на 1км пути (максимально до 2000 шт.).

По условию наибольшей экономичности наилучший тип рельса должен соответствовать наименьшим затратам на содержание пути. Применение легких рельсов, хотя и удовлетворяющих условиям прочности, приводит к увеличению расходов. Чем больше грузооборот, тем интенсивнее накопление остаточных деформаций и износ пути, тем выгоднее применять более тяжелые рельсы. Эти расчеты достаточно сложны и трудоемки, поэтому для выбора типа рельсов по наибольшей экономичности следует пользоваться нормами технологического проектирования предприятий, в соответствии с которыми, в магистральных выработках (околоствольные двory, квершлагги, групповые штреки) следует принимать рельсы массой 33÷38 кг/м; на главных откаточных выработках – 24÷33 кг/м; в вентиляционных и других вспомогательных выработках – 18÷24 кг/м. Для большегрузных шахтных вагонов целесообразно применять рельсы P43 и P50.

Пример. Выбрать тип рельса по условию прочности для электровоза K14 при длине рельса $l_p = 25$ м.

Ответ: P33.

Решение. Расстояние между шпалами по (табл.3.2.)

$$l_{мин} = \frac{l_p - 2l_{меш}}{n - 2} = \frac{25 - 2 \cdot 0,4}{35 - 2} = 0,7 \text{ м},$$

где по (3.3) $n = \frac{l_p \cdot n_o}{1000} = \frac{25 \cdot 1400}{1000} = 35 \text{ шт.}$

Требуемый момент сопротивления рельса изгибу определяем по формуле (3.1), приняв $K_{np}=0,5$ и статическую нагрузку на колесо

$$P_o = \frac{14 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{4} = 35 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

$$W = \frac{P_o \cdot l_{мин} \cdot K_{np}}{2\sigma} = \frac{35 \cdot 10^3 \cdot 0,7 \cdot 0,5}{2 \cdot 150 \cdot 10^6} = 122,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

По данным табл.3.1. для заданных условий подходит рельс P33, у которого $W=155,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

3.1.1.2. Ширина рельсовой колеи

Ширина рельсовой колеи S_p – расстояние между внутренними гранями головок рельсов (характерная ошибка измерять ширину колеи между осями рельсов). В угольных шахтах применяются пути с шириной рельсовой колеи 600 и 900 мм. Конкретное значение ширины колеи определяется типом применяемой вагонетки (именно вагонетки, поскольку конкретный электровоз может применяться на рельсовых путях с различной шириной колеи).

3.1.1.3. Уклон пути

Уклон пути – отношение разницы по вертикали между отметками двух точек пути к расстоянию по горизонтали между этими точками. Уклон пути измеряется тангенсом угла наклона пути к горизонту (например, $i=0,004$ или $i=4\text{‰}$). Во избежание заливания водосточных канавок средний уклон для шахт и горизонтов принимают обычно равным $0,003\div 0,005$, т.е. $3\div 5\text{‰}$.

При расчете рельсовых транспортных комплексов приходится оперировать разнообразными видами уклонов.

Уклон равновесия – это уклон, при котором сила тяги для перемещения состава вагонеток под уклон равна нулю. Пути с таким уклоном настилают в выработках или на приемных площадках, где вагонетки должны перемещаться самокатом.

Уклон равного сопротивления – это уклон, при котором сила тяги для перемещения груженого состава под уклон и порожнего на подъем была бы одинакова. Применительно к локомотивной откатке величина уклона равного сопротивления определяется по выражению

$$i_{p.c} = \frac{G_w + G_o \cdot (w_z - w_n)}{G + 2G_o + \frac{2G_l}{Z}}, \quad (3.4)$$

где G_w , G_o и G – соответственно сила тяжести локомотива, вагонетки и груза, находящегося в вагонетке, кН;

w_z и w_n – соответственно удельные сопротивления движению груженой и порожней вагонетки, Н/кН;

Z – число вагонеток в составе.

Расчетный преобладающий уклон i_p – наибольший по крутизне уклон, протяженностью $l \geq 200$ м, но не менее суммы длины состава и установленной ПБ длины тормозного пути.

Спрямоленный уклон i_c используется в качестве расчетного, если на маршруте отсутствует преобладающий уклон

$$i_c = \frac{H_k - H_H}{L} = \frac{\sum_{k=1}^n i_k l_k}{\sum_{k=1}^n l_k}, \quad (3.5)$$

где H_k и H_H – соответственно отметка уровня начала и конца спрямоленного участка, м;

L – длина участка, м;

i_k и l_k – соответственно уклон и длина k -го спрямоленного элемента, м.

Средневзвешенный уклон

$$i_{cs} = \frac{i_{c1}L_1 + i_{c2}L_2 + \dots + i_{cn}L_n}{L_1 + L_2 + \dots + L_n}, \quad (3.6)$$

где i_{c1} , i_{c2} , ... i_{cn} – спрямоленный уклон каждого из маршрутов;

L_1 , L_2 , ... L_n – длина откатки каждого маршрута, м.

Следует иметь ввиду, что в одну расчетную схему можно объединять маршруты, спрямленные уклоны которых отличаются не более, чем на 2‰.

3.1.2. Рельсовые пути на горизонтальных закруглениях

На горизонтальных закруглениях шахтные рельсовые пути имеют следующие особенности:

- уширение колеи;
- возвышение одного из рельсов;
- уширение габаритов выработки;
- увеличение межосевого расстояния в двухколейных выработках;
- укорочение внутренней нити.

Уширение колеи

Уширение колеи в кривой определяется расчетом по вписыванию подвижного состава на основании следующих условий:

- обеспечение наименьшего износа колес и рельсов и наименьшего сопротивления движению;
- предохранение колес и рельсов от повреждений, а колеи – от искажения в плане;
- отсутствие заклинивания и провала колес между наружной и внутренней рельсовыми нитями.

Поскольку аналитические выражения для определения требуемого уширения колеи достаточно сложны и многообразны, при решении практических задач применяют графики (рис.3.1).

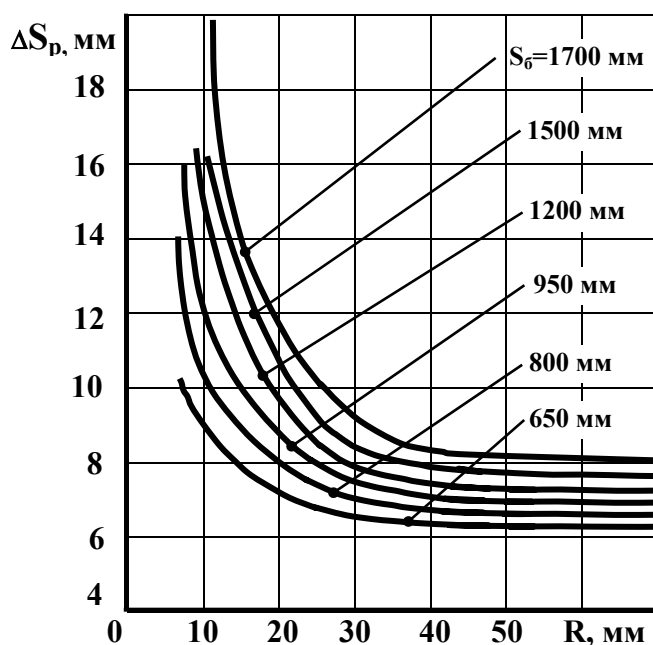


Рис. 3.1. График зависимости уширения колеи ΔS_p от радиуса кривой R и жесткой базы вагонетки S_b

Укорочение внутренней нити

На криволинейных участках пути наружная рельсовая нить укладывается из рельсов нормальной длины, а внутренняя нить – из укороченных рельсов в сочетании с рельсами нормальной длины. Допустимое смещение стыков (забег) не должно превышать половины укорочения рельса плюс допуск на смещение, равный 10мм.

Укорочение внутренней нити по отношению к 1м наружной нити для круговой кривой определяется согласно выражению

$$l_{увн} = \frac{S_p + \Delta S_p + a}{R + (S_p + \Delta S_p + a) / 2} \cdot 1000, \text{ мм}, \quad (3.7)$$

где a – ширина головки рельса, м;

S_p и ΔS_p – соответственно ширина и уширение колеи, м;

R – радиус закругления, м.

Возвышение наружного рельса

При движении вагонеток по горизонтальным закруглениям рельсового пути появляется центробежная сила, которая создает дополнительное давление колес на наружную рельсовую нить. Вследствие этого рельсы наружной нити изнашиваются быстрее, возникает отбой рельсов или увеличение напряжения в них, снижается поперечная устойчивость вагонетки. Для исключения или, по крайней мере, снижения вредных воздействий центробежной силы наружные рельсы в горизонтальных кривых возвышаются над внутренними.

Требуемое значение возвышения, исходя из условия обеспечения равномерного давления на внутренние и наружные колеса одной колесной пары, определяется по выражению

$$h = \frac{V^2 \cdot S_p}{g \cdot R}, \text{ мм}, \quad (3.8)$$

где V – скорость движения, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Следует отметить, что если по расчету получается, что $h < 5$, то возвышение наружного рельса не делают, так как это окажется за пределами точности устройства путей. Максимальная величина h на практике не превышает 50мм.

Переходные кривые

Переходные кривые служат для обеспечения такого перехода от прямого пути к круговому с радиусом R , чтобы появляющиеся в кривой дополнительные силы не возникали внезапно. На переходной кривой должны быть осуществлены полностью отвод возвышения наружного рельса и отвод уширения колеи. Длина переходной кривой по условию отвода возвышения наружного рельса

$$l_{ep} = (100 \div 300) \cdot h, \text{ мм}, \quad (3.9)$$

Длина переходной кривой по условию уширения колеи

$$l_{ук} = (100 \div 300) \cdot \Delta S_p, \text{ мм}, \quad (3.10)$$

Целесообразно отвод уширения колеи и отвод возвышения наружного рельса начинать на одинаковом расстоянии от начала кривой. Поэтому длина переходной кривой $l_{п.к.}$ определяется по большему значению l_{ep} или $l_{ук}$.

Уширения габаритов на кривой

При расположении экипажа на кривой, занимаемая им габаритная полоса увеличивается наружу за счет вылета Δ_1 и внутрь за счет вылета Δ_2 .

$$\Delta_1 = \frac{L_B^2 - S_{\bar{\sigma}}^2}{8R}, \text{ м,} \quad (3.11)$$

$$\Delta_2 = \frac{S_{\bar{\sigma}}^2}{8R}, \text{ м,} \quad (3.12)$$

где L_B – длина вагонетки;
 $S_{\bar{\sigma}}$ – жесткая база вагонетки.

Уширение габарита начинается на некотором расстоянии от начала кривой, равном расстоянию от оси передней колесной пары до заднего борта.

В двухколейной выработке необходимо выполнять уширение междупутья ΔS (определяется по параметрам внутренней колеи)

$$\Delta S = \Delta_1 + \Delta_2, \quad (3.13)$$

Радиус наружной кривой

$$R_2 = R_1 + S + \Delta S, \quad (3.14)$$

где R_1 – радиус внутренней кривой.

Пример. Определить уширение колеи, укорочение внутренней нити, возвышение рельсов и уширение габаритов выработки для следующих данных: вагонетки ВГ-1,6, тип рельса - Р33, радиус закругления 30м и скорость движения 4м/с.

Ответ. $\Delta S = 7\text{мм};$ $l_{\text{у.в.н.}} = 23\text{мм};$
 $\Delta_1 = 0,0277\text{м}; \Delta_2 = 0,00267\text{м}.$

Решение: По номограмме рис. 3.1 при жесткой базе $S_{\bar{\sigma}} = 0,8\text{м}$ вагонетки ВГ 1,6 уширение колеи $\Delta S_p = 7\text{мм}$.

Укорочение внутренней нити по отношению к 1м наружной нити определим по формуле (3.7), принимая во внимание, что ширина головки рельса Р33 составляет $a = 60\text{мм}$;

$$l_{\text{у.в.н.}} = \frac{S_p + \Delta S_p + a}{R + (S_p + \Delta S_p + a)/2} \cdot 1000 \text{ мм} = \frac{0,6 + 0,007 + 0,06}{30 + 0,5(0,6 + 0,007 + 0,06)} = 23 \text{ мм}.$$

Возвышение рельса определяем по формуле 3.8

$$h = \frac{v^2 \cdot S_p}{g \cdot R} = \frac{4^2}{9,81 \cdot 30} \cdot 600 = 32 \text{ мм}.$$

Наружный вылет габарита при $L_B = 2,7 \text{ м}$. (табл.3.2)

$$\Delta_1 = \frac{L_B^2 - S_{\bar{\sigma}}^2}{8R} = \frac{2,7^2 - 0,8^2}{8 \cdot 30} = 0,0277 \text{ м}.$$

Внутренний вылет габарита

$$\Delta_2 = \frac{S_{\bar{\sigma}}^2}{8R} = \frac{0,8^2}{8 \cdot 30} = 0,00267 \text{ м}.$$

3.1.3. Расчет планировки рельсовых путей

Обыкновенное примыкание

В результате расчета необходимо определить размеры соединения. Схема для расчета приведена на рис.3.2.

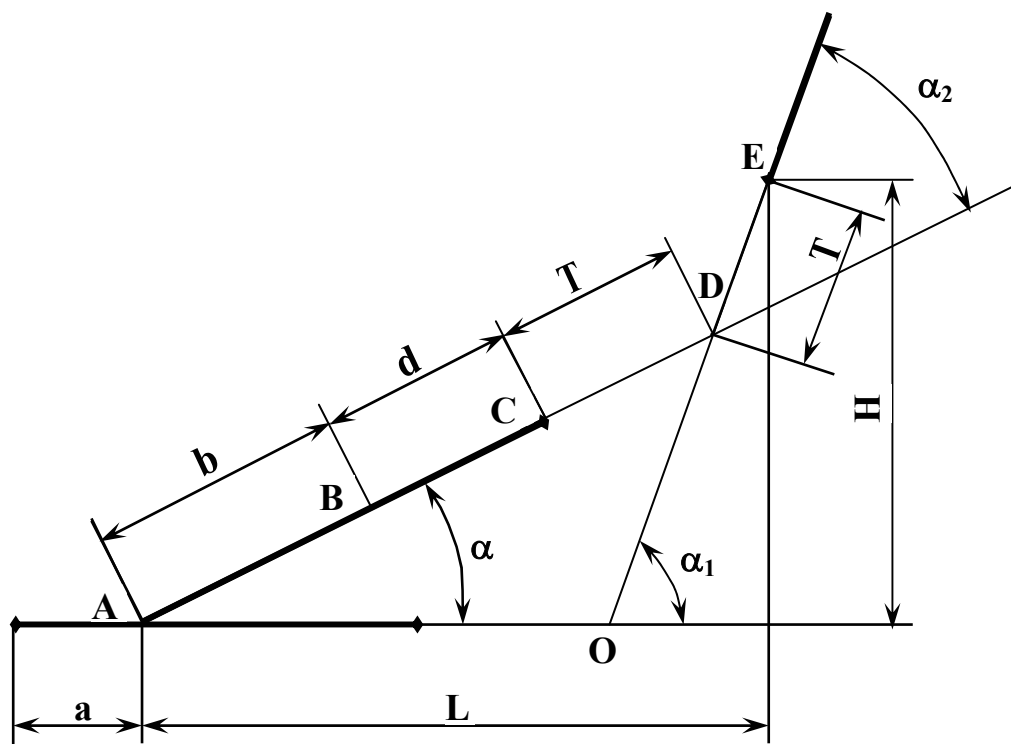


Рис.3.2. К расчету обыкновенного примыкания

a	–	расстояние от начала перевода до его центра;
b	–	расстояние от центра перевода до его конца;
α	–	угол перевода;
α_1	–	угол примыкания;
α_2	–	угол между осью примыкающего пути и осью бокового пути;
d	–	прямолинейная вставка между стрелочным переводом и кривой;
R	–	радиус кривой.

Порядок расчета размеров соединений при заданных a , b , α , α_1 , α_2 и R следующий.

Кривая CE заменяется двумя тангенсами CD и DE и определяются их длины

$$T = CD = DE = R \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2/2), \text{ м} \quad (3.15)$$

где

$$\alpha_2 = \alpha_1 - \alpha, \quad (3.16)$$

Затем определяется длина прямой вставки между кривой и стрелочным переводом. Длина этой вставки равна длине переходной кривой (если между переводом и закруглением есть отвод возвышения рельса или уширения колеи). Если переходные кривые отсутствуют, то $d=200 \div 500$ мм.

Размеры соединения

$$AD = b + d + T, \quad (3.17)$$

$$AO = \frac{AD \cdot \sin \alpha_2}{\sin \alpha_1}, \quad (3.18)$$

Пример. Расчет обыкновенного примыкания рельсовых путей.

Требуется определить размеры соединения по следующим исходным данным:

1. Тип перевода – ПШС 933-1/4-30
2. Угол примыкания – $\alpha_1=60^\circ$
3. Радиус кривой – 30 м.

Решение. Используя характеристики перевода, находим требуемые для расчета параметры соединения:

$b=5,079\text{м}$ (разность между длиной перевода и расстоянием от геометрического центра перевода до его начала);

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 60^\circ & \sin \alpha_1 &= 0,8660; & \cos \alpha_1 &= 0,5; \\ \alpha &= 14^\circ 15' & \sin \alpha &= 0,2461; & \cos \alpha &= 0,9696; \\ \alpha_2 &= 45^\circ 45' & \sin \alpha_2 &= 0,7163; & \cos \alpha_2 &= 0,7040; \end{aligned}$$

Длину переходной вставки применяем равной $d=0,5\text{м}$.

Находим длину тангенса

$$T = R \cdot \text{tg}(\alpha_2/2) = 30 \cdot \text{tg}22^\circ 52' 30'' = 30 \cdot 0,4217 = 12,651\text{м}.$$

$$AD = b + d + T = 5,079 + 0,5 + 12,651 = 18,23\text{м}.$$

$$AO = \frac{AD \cdot \sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} = \frac{18,23 \cdot 0,7163}{0,8660} = 15,0787 \text{ м}.$$

Находим полные размеры соединения:

$$\begin{aligned} L &= (b + d + T) \cos \alpha + T \cdot \cos \alpha_1 = 18,23 \cdot 0,9696 + 12,651 \cdot 0,5 = \\ &= 17,6758 + 6,3255 = 24,0013 \text{ м}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H &= (b + d + T) \sin \alpha + T \cdot \sin \alpha_1 = 18,23 \cdot 0,2461 + 12,651 \cdot 0,8660 = \\ &= 4,4864 + 10,9557 = 15,4422\text{м}. \end{aligned}$$

Контрольное задание. Выполнить расчет обыкновенного примыкания рельсовых путей согласно исходным данным, приведенным в табл.3.3.

Таблица 3.3.

Исходные данные

№ вар	Тип перевода	Угол примыкания, град	Радиус кривой, м
1	2	3	4
1	ПШ0933-1/4-12	20	25
2	– " –	30	20
3	– " –	40	18
4	ПШ0933-1/5-20	50	16
5	– " –	60	14
6	– " –	70	12
7	ПОН 624-1/4-9	20	18
8	– " –	30	16
9	– " –	40	14
10	ПОН 624-1/4-9	50	12
11	– " –	60	10
12	– " –	70	8

Конечное соединение с изгибом пути

Расчетная схема показана на рис. 3.3.

В дополнение к принятым ранее обозначениям

S – величина междупутья.

Требуется установить возможность соединения и определить его размеры.

Соединение возможно, если полученное в результате расчета d больше минимально допускаемого d_{\min} .

$$d = AD - (b + T), \quad (3.19)$$

где $AD = S / \sin \alpha$

Длина соединения

$$L = a + AF + T, \quad (3.21)$$

$$AF = S / \text{tg} \alpha, \quad (3.22)$$

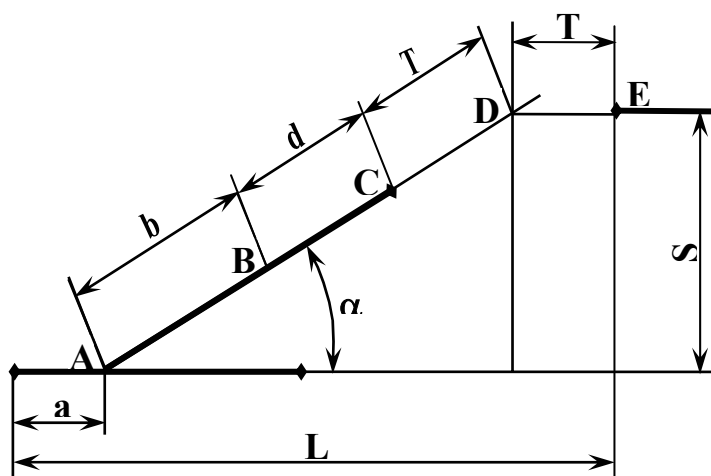


Рис.3.3. К расчету конечного соединения с изгибом одного пути

Пример. Расчет конечного соединения с изгибом одного пути.

Необходимо установить возможность соединения и определить его размеры при следующих параметрах рельсового пути: тип перевода – ПШС 933-1/3-20. Радиус кривой $R=20\text{м}$; междупутье $S=2\text{м}$.

В соответствии с параметрами стрелочного перевода $\alpha=18^\circ55'33''$; $\sin\alpha=0,3242$; $\text{tg}\alpha/2=0,1664$; $a = 4,535\text{м}$; $b = 4,235\text{м}$.

Тогда $T = R \cdot \text{tg}(\alpha/2) = 20 \cdot 0,1664 = 3,328\text{м}$.

$AD = S / \sin\alpha = 2 / 0,324 = 8,169\text{м}$.

$d = AD - b - T = 8,169 - 4,235 - 3,328 = 1,394\text{м}$.

Соединение невозможно.

Определим возможность соединения, применив стрелочный перевод ПШС 933-1/4-20, для которого $\alpha=14^\circ15'$; $\sin\alpha=0,2461$; $b=5,079\text{м}$; $a=4,437\text{м}$; $\text{tg}\alpha/2=0,1249$.

Тогда

$T = R \cdot \text{tg}(\alpha/2) = 20 \cdot 0,1249 = 2,498\text{м}$.

$AD = S / \sin\alpha = 2 / 0,2461 = 8,1268\text{м}$.

$d = AD - b - T = 8,1268 - 4,235 - 2,498 = 1,3938\text{м}$

Таким образом, если не требуется разгон возвышения рельса или уширение колеи, то соединение возможно, поскольку $d > d_{\min} = 200\text{-}800\text{мм}$.

Определим длину соединения.

$L = S/\text{tg}\alpha + T + a = 2/0,2539 + 2,498 + 4,437 = 7,877 + 2,498 + 4,437 = 14,812\text{м}$.

Контрольное задание. Выполнить расчет конечного соединения с изгибом одного пути согласно исходным данным, приведенным в табл. 3.4.

Таблица 3.4.

Исходные данные

№ вар	Транспортное средство	Скорость движения в кривой, м/с	Тип перевода	Радиус кривой, м	Междупутье е, м
1	АРП 14	1,0	ПШ0933-1/4-12	30	2,2
2	К 14	2,0	– " –	20	2,0
3		1,5	– " –	12	2,4
4	АРП 14	1,5	ПШ0933-1/5-20	30	2,4
5	К 14	1,5	– " –	20	2,2
6		1,6	– " –	12	2,0
7	АМ 8Д	1,0	ПО624-1/4-9	20	2,2
8	АРП10	2,0	– " –	12	2,0
9	АМ8Д	1,5	– " –	8	1,8
10	АРП 10	1,5	ПО 624-1/5-15	20	1,8
11	АМ 8Д	1,0	– " –	12	2,0
12	АРП10	1,0	– " –	8	2,2

Параллельное смещение пути

Схема для расчета представлена на рис.3.4

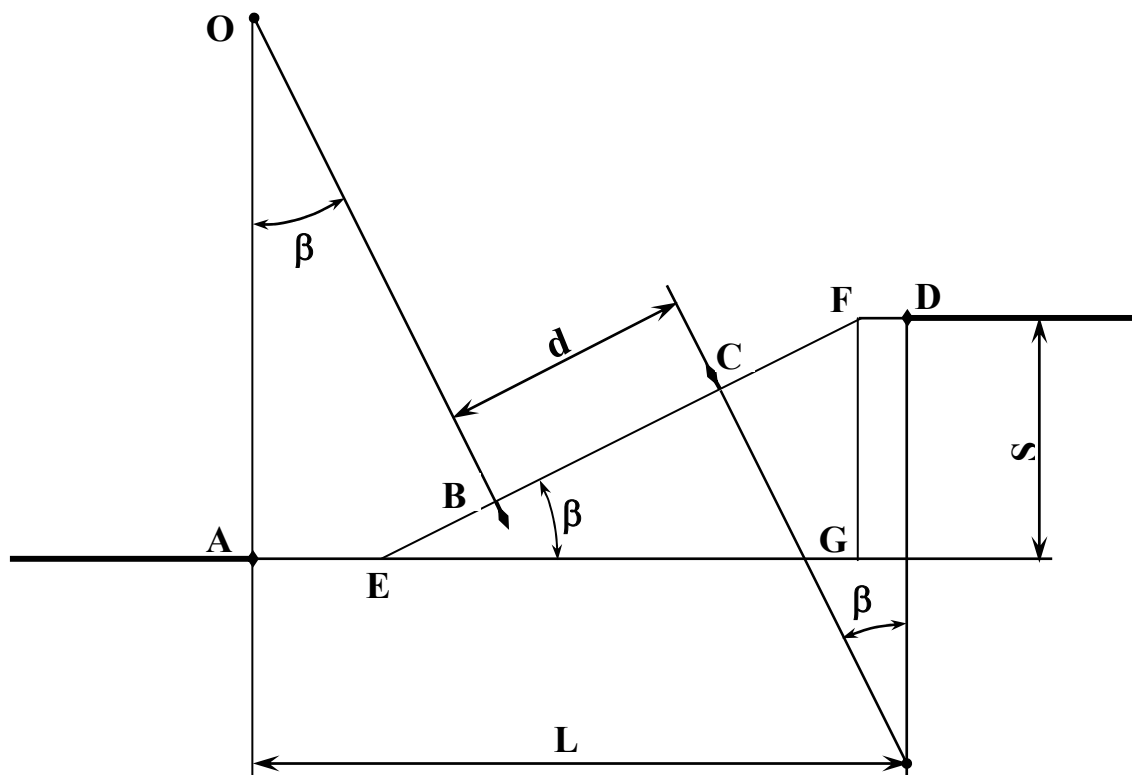


Рис. 3.1.4. К расчету смещения пути

При отсутствии переходных кривых

$$d_{\min} = S, \quad (3.23)$$

$$L = 2T + EG, \quad (3.24)$$

$$T = AE = BE = CF = FD = R \cdot \operatorname{tg} \beta / 2, \quad (3.25)$$

где β – угол между осью прямолинейной вставки и осью смещаемого пути

$$\alpha = \delta - \arcsin \left(\frac{2R - S}{d} \cdot \cos \delta \right), \quad (3.26)$$

где δ – вспомогательный угол,

$$\delta = \operatorname{arctg}(2R/d); \quad (3.27)$$

Задача сводится к определению размеров соединения из условия минимального L .

Минимально допустимое d , если есть переходные кривые

$$d_{\min} = S_{\min} = S_{\delta} + 2l_{\text{н.кр.}} \quad (3.28)$$

Пример. Выполнить расчет параллельного смещения пути.

Требуется определить максимально возможную длину соединения.

Исходные данные:

- тип вагонетки ВГЗ,3;
- скорость движения $V=2\text{м/с}$;
- радиус закругления $R=12\text{м}$;
- смещение пути $S=4\text{м}$;

Решение. Определяем возвышение наружного рельса.

$$h = \frac{V^2 S_p}{gR} = \frac{2^2 \cdot 900}{9,81 \cdot 12} = 15 \text{ мм.}$$

Определяем уширение колеи (рис.3.1)

при $S_0=1100\text{мм}$ (табл.3.2) $\Delta S_p=14\text{мм}$.

Длина переходной кривой по условию отвода возвышения наружного рельса $l_{п.кр.} = 100 \cdot h = 1500\text{мм} = 1,5\text{м}$, а по условию уширения колеи – $l_{у.к.р.} = 100 \cdot \Delta S_p = 100 \cdot 14 = 1400\text{мм} = 1,4\text{м}$.

Принимаем длину переходной кривой $l_{п.кр.}=1,5\text{м}$.

Длина прямолинейной вставки, учитывая, что у обратных кривых возвышаются различные рельсы и вагонетка должна полностью сойти с одной переходной кривой, разместиться на прямолинейном участке длиной в жесткую базу и затем переходить на следующую переходную кривую, должна быть

$$d = S_0 + 2l_{п.кр.} = 1,1 + 2 \cdot 1,5 = 4,1\text{м.}$$

Значение вспомогательного угла

$$\delta = \arctg(2R/d) = \arctg(2 \cdot 12/4,1) = \arctg 5,8537 = 80^\circ 18'.$$

Угол между осью прямолинейной вставки и осью смещаемого пути

$$\beta = \delta - \arcsin\left(\frac{2R - S}{d} \cdot \cos \delta\right) = 80^\circ 18' - \arcsin 0,78823 = \\ = 80^\circ 18' - 51^\circ 28' = 28^\circ 50'$$

Длина тангенса кривой

$$T = R \cdot \tg(\beta/2) = 12 \cdot \tg(28^\circ 50'/2) = 12 \cdot \tg 14^\circ 25' = 12 \cdot 0,2571 = \\ = 3,0852\text{м.}$$

Длина отрезка

$$EG = (2T + d) \cdot \cos \beta = (2 \cdot 3,0852 + 4,1) \cdot 0,8766 = 9,003\text{м.}$$

Длина соединения

$$L = 2T + EG = 2 \cdot 3,0852 + 9,003 = 15,1734\text{м.}$$

Контрольное задание. Выполнить расчет параллельного смещения пути согласно исходным данным, приведенным в табл.3.5.

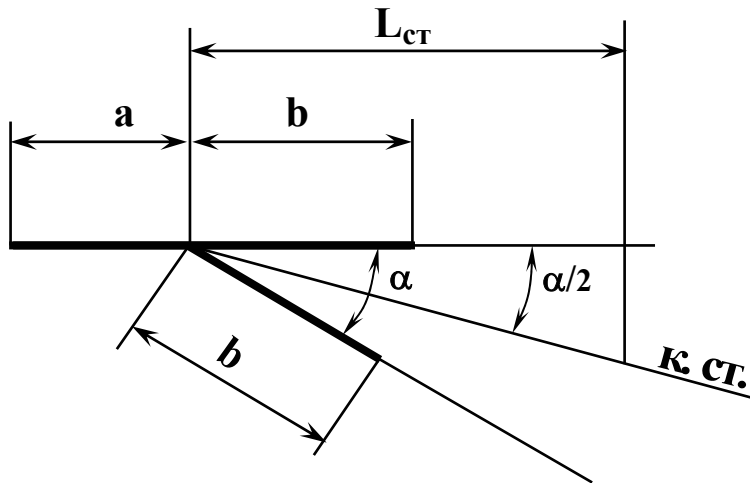
Таблица 3.5.

Исходные данные

№ вар.	Тип экипажа	Смещение пути, м	Радиус обратных кривых, м	Скорость движения, м/с
1	АРП 14	2,0	40	4,17
2	К14	1,6	40	2,78
3	АРП 14	1,4	20	4,17
4	К14	1,2	40	5,56
5	АРП 14	1,0	30	4,17
6	К14	1,8	20	1,39
7	АРП 10	2,0	40	2,78
8	АМ8Д	1,0	30	4,17
9	АРП 10	1,2	20	2,78
10	АМ8Д	1,4	40	5,56
11	АРП 10	1,8	30	2,78
12	АМ8Д	2,0	20	2,78

Определение местоположения контрольного столбика на стрелочном переводе

Контрольный столбик устанавливается там (рис.3.5), где должен остановиться встречный подвижный состав, чтобы не было соприкосновения с составом, перемещающимся по переводу навстречу.



$$L_{ст} = \frac{\Gamma + c}{\operatorname{tg}(\alpha / 2)}, \quad (3.29)$$

где Γ – габарит подвижного состава по ширине;
 c – зазор между подвижным составом.

Рис. 3.1.5. К определению местоположения

контрольного

3.2. Вагонетки

3.2.1. Сопrotивления движению

1. Равномерному движению одиночной вагонетки по прямолинейному горизонтальному пути препятствуют силы сопротивления:

- сопротивление от трения в подшипниках вагонетки

$$W_{ни} = G_в \cdot f_1 \cdot r/R, \text{ Н}; \quad (3.30)$$

где $G_в$ – полный вес загруженной вагонетки;

$$G_в = G_о + G, \text{ Н}; \quad (3.31)$$

$G_о$ – вес порожней вагонетки, Н;

G – вес груза в вагонетке, Н;

f_1 – приведенный коэффициент трения в подшипниках качения (см. табл. 3.6);

r – радиус цапфы оси вагонетки, см (см. табл. 3.7);

R – радиус колеса вагонетки по кругу катания, см (см. табл. 3.7);

- сопротивление от трения качения колес по рельсам

$$W_{кач} = G_в \cdot f_2/R, \text{ Н}; \quad (3.32)$$

где f_2 – коэффициент трения качения колес по рельсам, см, принимаем в пределах $f_2 = 0,001 \dots 0,005$;

- сопротивление от трения скольжения реборд колес по рельсам.

Опытным путем установлено, что трение реборды колеса о рельс на прямолинейном пути составляет

$$W_{реб} = (0,5 \dots 0,7) \cdot (W_{ни} + W_{кач}) = (0,5 \dots 0,7) \cdot G_в \cdot (f_1 \cdot r + f_2)/R, \text{ Н}. \quad (3.33)$$

Суммарное сопротивление движению вагонетки, перемещающейся с постоянной скоростью по прямолинейному горизонтальному пути, равно

$$W_1 = W_{ни} + W_{кач} + W_{реб} = (1,5 \dots 1,7) \cdot G_в \cdot (f_1 \cdot r + f_2)/R, \text{ Н}, \quad (3.34)$$

или иначе

$$W_1 = F = G_в \cdot w', \text{ Н}, \quad (3.35)$$

где w' – коэффициент основного сопротивления движению вагонетки;
 F – сила тяги, необходимая для перемещения загруженной вагонетки.

Технические характеристики используемых на шахтах вагонеток приведены в табл. 3.7 и 3.8.

Значения коэффициента основного сопротивления движению приведены в табл.3.9.

Таблица 3.6.

Ориентировочные значения приведенного коэффициента трения подшипников качения

Тип подшипника	f_l , при нагрузке	
	радиальной	радиальной и осевой
Роликоподшипники:		
• радиальные с короткими цилиндрическими роликами	0,0025	–
• то же, с длинными роликами	0,005	–
• игольчатые	0,01	–
• двухрядные сферические радиальные	0,004	0,006
• конические	–	0,01
Шарикоподшипники:		
• радиальные однорядные	0,002	0,004
• радиально-упорные сферические, двухрядные	0,003	0,005
• упорные		0,004

f_l – приведенный коэффициент трения, учитывающий все виды сопротивлений в подшипнике при нормальном режиме работы и смазки.

Таблица 3.7.

Технические характеристики вагонеток с глухим кузовом /6/

Параметры	Модели вагонеток						
	ВГ 1,0 (УВГ 1,0)	ВГ 1,1 (УВГ 1,1)	ВГ 1,3 (УВГ 1,3)	ВГ 1,4 (УВГ 1,4)	ВГ 1,6 (УВГ 1,6)	ВГ 2,5	ВГ 3,3
Вместимость кузова, м ³	1	1,1	1,3	1,4	1,6	2,5	3,3
Колея, мм	600	600	600	600	600	900	900
Жесткая база, мм	500	550	550	650	800	800	1100
Диаметр колеса по кругу катания, мм	300	300	300	300	300	350	350
Высота оси сцепки от головки рельсов, мм	320					365	
Допустимое усилие на сцепке, кН	60						
Диаметр цапфы оси вагонетки, мм	50					65	
Основные размеры, мм:							
• длина	1500	1800	2000	2400	2700	2800	3450
• ширина кузова	850	850	880	850	850	1240	1320
• высота от головки рельсов	1300	1300	1300	1230	1200	1300	1300
Масса, кг	509	570	610	674	706	1140	1270

Примечание. Модели вагонеток, указанные в скобках, выпускают на колею 550 и 575мм.

Таблица 3.8.

Технические характеристики вагонеток с донной разгрузкой /6/

Параметры	Модель вагонетки			
	ВДК 1,5*	ВДК 2,5	ВД 3,3м	ВД 5,6м
Вместимость кузова, м ³	1,5	2,5	3,3	5,6
Колея, мм	600	900	900	900
Жесткая база, мм	1200	1650	1100	1500
Диаметр колеса по кругу катания, мм	350	350	350	400
Высота сцепки от головки рельсов, мм	320	365	365	395
Допустимое усилие на сцепке, кН	60		70	
Диаметр цапфы оси вагонетки, мм	$\frac{50}{65}$	$\frac{50}{65}$	65	90
Основные размеры, мм				
• длина	2400	2900	3575	4900
• ширина кузова	900	1240	1350	1350
• высота от головки рельсов	1400	1400	1400	1550
Масса, кг	1400	1360	1660	2600

Примечание.* Данные относятся к опытной партии вагонеток.

Таблица 3.9.

Значения коэффициента основного сопротивления движению $w'/6/$

Грузоподъемность вагонетки, т	Значения w'			
	Одиночные вагонетки		Вагонетки в составах	
	груженые	порожние	груженые	порожние
1	0,007	0,009	0,009	0,011
2	0,006	0,008	0,008	0,010
3	0,005	0,007	0,007	0,009
5	0,0045	0,006	0,006	0,007

При тяговых расчетах, когда вес вагонетки выражают в кН, используется понятие "удельное сопротивление движению".

$$W = 1000 \cdot w', \text{ Н/кН.} \quad (3.36)$$

Пример. Вычислить сопротивления: от трения в подшипниках $W_{ни}$, от трения качения $W_{кач}$, от трения скольжения реборд по рельсам $W_{реб}$ и силу тяги F , необходимую для перемещения с постоянной скоростью по прямолинейному горизонтальному пути состава из трех ($z=3$) груженых вагонеток ВГ-1,0. Коэффициент тары вагонетки $K_m=0,5$, плотность транспортируемого материала $\rho=1,0\text{т/м}^3$.

Ответ: $W_{ни}=25\text{Н}; \quad W_{кач}=2,5\text{Н}; \quad W_{реб}=16,5\text{Н}; \quad F=132\text{Н}.$

Решение. Сила тяги, необходимая для перемещения состава вагонеток

$$F = W_I = z \cdot (W_{ни} + W_{кач} + W_{реб}), \text{ Н};$$

$$W_{ни} = G_g \cdot f_1 \cdot r/R, \text{ Н};$$

$$W_{кач} = G_g \cdot f_2/R, \text{ Н};$$

$$W_{реб} = (0,5 \dots 0,7) \cdot G_g \cdot (f_1 r + f_2)/R, \text{ Н};$$

Полный вес загруженной вагонетки

$$G_g = G_o + G, \text{ Н};$$

Вес груза, перевозимого одной вагонеткой, равен

$$G = V \cdot \rho \cdot g = 1000 \cdot 1,0 \cdot 9,81 = 9810 \text{ Н};$$

Вес порожней вагонетки при ее массе $M_o = 509 \text{ кг}$ (табл.3.7)

$$G_o = M_o \cdot g = 509 \cdot 9,81 = 4990 \text{ Н}.$$

Тогда $G_g = (4990 + 9810) = 14800 \text{ Н};$

$$W_{реб} = 0,6 \cdot \frac{0,01 \cdot 2,5 + 0,0025}{15} \cdot 14800 \approx 16,5 \text{ Н}$$

$$W_{кач} = 14800 \cdot 0,0025/15 \approx 2,5 \text{ Н}$$

$$W_{ттр} = 14800 \cdot 0,01 \cdot 2,5/15 \approx 25 \text{ Н}$$

$$F = W_l = 3 \cdot (25 + 2,5 + 16,5) \approx 132 \text{ Н}$$

На основании приведенных выше методик и расчетных зависимостей решите следующие задачи.

Вычислить сопротивления: от трения в подшипниках $W_{ттр}$, от трения качения $W_{кач}$, от трения скольжения реборд по рельсам $W_{реб}$ и силу тяги F , необходимую для перемещения с постоянной скоростью по прямолинейному горизонтальному пути состава из груженных вагонеток в условиях, приведенных в табл.3.10.

Таблица 3.10.

Исходные данные

№ вар.	Тип вагонетки	Количество вагонеток в составе z , шт.	Коэффициент тары, K_m	Плотность перемещаемого материала, ρ , т/м ³
1	ВГ 1,0	3	0,28	1,8
2	ВГ 1,1	5	0,25	2,1
3	ВГ 1,3	7	0,24	2,0
4	ВГ 1,4	9	0,25	1,9
5	ВГ 1,6	11	0,44	1,0
6	ВГ 2,5	18	0,40	0,95
7	ВГ 3,3	16	0,38	0,7
8	ВДК 2,5	14	0,36	0,9
9	ВД 3,3	12	0,52	0,7
10	ВД 5,6	10	0,42	0,85

2. При движении вагонетки по наклонному пути добавочные сопротивления от составляющей веса определяются выражением (см. рис.3.6.)

$$W_2 = \pm G_g \cdot \sin\beta, \text{ Н}, \quad (3.37)$$

где β – угол наклона рельсового пути. Знак плюс относится к движению вверх и минус – к движению вниз.

Сила тяги, необходимая для перемещения груженной вагонетки, равна:

- при движении вниз

$$F = W = W_l + W_2 = G_g(w' \cdot \cos\beta - \sin\beta), \text{ Н}, \quad (3.38)$$

или при малых углах $\cos\beta \approx 1; \sin\beta \approx \text{tg}\beta = i$

$$F = G_g(w' - i), \quad (3.39)$$

где i – уклон пути, м/м.

При тяговых расчетах по аналогии с зависимостью (3.36) i выражают в ‰, понимая под этим удельное сопротивление от уклона пути Н/кН, т.е.

$$1000 \text{tg}\beta = i; \quad (3.40)$$

- при движении вверх

$$F = W = W_l + W_2 = G_g(w' \cdot \cos\beta + \sin\beta), \text{ Н}, \quad (3.41)$$

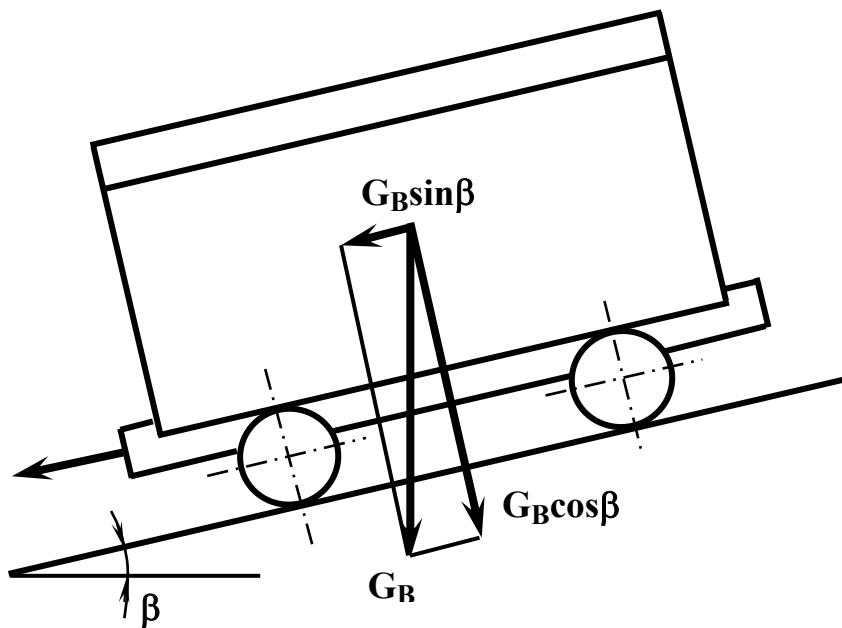


Рис. 3.6. Схема сил, действующих на вагонетку на наклонном рельсовом пути

или при малых углах
 $F = G_o(w' + i)$, (3.42)

Уравнение самокатного движения вагонетки имеет вид
 $G_o(\sin\beta - w' \cdot \cos\beta) = G_o j/g$, (3.43)

отсюда величина ускорения
 $j = g(\sin\beta - w' \cdot \cos\beta)$, м/с². (3.44)

Конечная скорость движения вагонетки, если известна начальная скорость и длина пути l , определяется выражением

$$V_k = \sqrt{V_n^2 + 2gl(\sin\beta - w' \cdot \cos\beta)}, \text{ м/с.} \quad (3.45)$$

Время движения по участку пути длиной l равно

$$t = \frac{2l}{V_n + V_k}, \text{ с} \quad (3.46)$$

Уклон равных сопротивлений определяется выражением

$$i_{pc} = \operatorname{tg} \beta = \frac{w'_{cp} (G + G_o) - w'_{nop} \cdot G_o}{G + 2G_o}, \quad (3.47)$$

или, принимая $w'_{cp} \approx w'_{nop} \approx w'$, имеем

$$i_{pc} = \operatorname{tg} \beta = \frac{G \cdot w'}{G + 2G_o}, \quad (3.48)$$

Пример. Определить сопротивление движению на подъем под углом $\beta=10^\circ$ состава из трех ($z=3$) вагонеток $W=2,5$; вес порожней вагонетки $G_o=11200\text{Н}$; вес груза $G=24500\text{Н}$.

Ответ. $W=19200\text{Н}$.

Решение. Искомое сопротивление движению

$$\begin{aligned} W &= z(G + G_o)(w' \cdot \cos\beta + \sin\beta) = \\ &= 3(24500 + 11200)(0,006 \cdot \cos 10^\circ + \sin 10^\circ) \approx 19200\text{Н}. \end{aligned}$$

Пример. Чему равно статическое сопротивление движению W порожней вагонетки, вес которой $G_o=6926\text{Н}$, при движении под уклон $i=0,004$, если удельное сопротивление движению $w = 8\text{Н/кН}$.

Ответ. $W=28\text{ Н}$.

Решение. Искомое сопротивление движению

$$W = G_o(w' \cdot i),$$

где w' – коэффициент основного сопротивления движению.

Учитывая, что $w' = w/1000 = 8/1000 = 0,008$, имеем

$$W = 6926(0,008 - 0,004) \approx 28 \text{ Н.}$$

Пример. Определить уклон равных сопротивлений i_{pc} для вагонетки ВГ 3,3, вес которой $G_o = 12460 \text{ Н}$, а плотность перевозимого материала $\rho = 1,4 \text{ т/м}^3$.

Ответ $i_{pc} = 0,00287$.

Решение. Искомый уклон определяется выражением

$$i_{pc} = \operatorname{tg} \beta = \frac{w'_{zp} (G + G_o) - w'_{nop} \cdot G_o}{G + 2G_o}.$$

Вес перевозимого груза

$$G = V \cdot \rho \cdot g = 3300 \cdot 1,4 \cdot 9,81 = 45320 \text{ Н}$$

Из табл. 3.9 принимаем значения $w'_{zp} = 0,005$ и $w'_{nop} = 0,007$.

Тогда уклон равных сопротивлений для данного случая

$$i_{pc} = \frac{(45320 + 12460) \cdot 0,005 - 12460 \cdot 0,007}{45320 + 2 \cdot 12460} = 0,00287$$

Примеры. Определить сопротивление движению W при трогании с места по прямолинейному горизонтальному пути вагонетки с ускорением $j = 0,05 \text{ м/с}^2$ в следующих условиях (табл.3.11)

Таблица 3.11.

Исходные данные

№ вар.	Тип вагонетки	Плотность перемещаемого материала, т/м ³
1	ВГ 1,0	1,8
2	ВГ 1,1	2,1
3	ВГ 1,3	2,0
4	ВГ 1,4	1,9
5	ВГ 1,6	1,7
6	ВГ 2,5	0,85
7	ВГ 3,3	0
8	ВДК 2,5	0,9
9	ВД 3,3	0,7
10	ВД 5,6	0

Определить сопротивление движению на подъем состава из z вагонеток в следующих условиях (табл.3.12).

Таблица 3.12.

Исходные данные

№ вар.	Тип вагонеток	z , шт	Наклон выработки, β , град	Коэффициент тары, K_m	Плотность перемещаемого материала, т/м ³
1	2	3	4	5	6
1	ВГ 1,0	4	4	0,28	1,8
2	ВГ 1,1	5	5	0,25	2,1
3	ВГ 1,3	3	6	0,24	2,0
4	ВГ 1,4	4	7	0,25	1,9

1	2	3	4	5	6
5	ВГ 1,6	2	8	0,44	1,0
6	ВГ 2,5	4	9	0,40	0,95
7	ВГ 3,3	4	10	0,38	0,7
8	ВГ 2,5	5	11	0,42	0,85
9	ВГ 3,3	3	12	0,45	0,65
10	ВГ 1,6	3	14	0,42	1,4

Определить дополнительное сопротивление движению грузовой вагонетки по закруглению пути радиусом $R_{кр}$ в следующих условиях (табл.3.13)

Таблица 3.13.

Исходные данные

№ вар.	Тип вагонетки	$R_{кр}, м$	Тип закругления	Плотность перемещаемого материала $т/м^3$
1	ВГ 1,0	12	с превышением наружного рельса	1,8
2	ВГ 1,1	12	– " –	2,0
3	ВГ 1,3	13	– " –	2,1
4	ВГ 1,4	12	без превышения наружного рельса	1,9
5	ВГ 1,6	12	– " –	1,0
6	ВГ 2,5	20	– " –	0,95
7	ВГ 3,3	20	– " –	0,85
8	ВДК 2,5	20	с превышением наружного рельса	0,8
9	ВД 3,3	20	– " –	0,8
10	ВД 5,6	20	– " –	0,75

3. При движении вагонетки с ускорением (замедлением) добавочные сопротивления, обусловленные силами инерции, равны

$$W_3 = \pm G_g \cdot w'_a = \pm M_{np} \cdot j, \text{ Н}; \quad (3.49)$$

где M_{np} – приведенная масса поступательно движущихся и вращающихся частей вагонетки,

$$M_{np} = G_g \cdot (1 + \kappa_o) / g, \text{ кг}, \quad (3.50)$$

где κ_o – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей вагонетки, для грузеных вагонеток, $\kappa_o = 0,03 \dots 0,05$;
для порожних - $\kappa_o = 0,07 \dots 0,1$;
в среднем $\kappa_o = 0,075$;

j – ускорение (замедление) вагонетки, $м/с^2$.

Коэффициент дополнительного сопротивления движению вагонетки от сил инерции равен

$$w'_a = \frac{W_3}{G_g} = \pm \frac{1 + \kappa_o}{g} \cdot j = \pm 0,11 j, \quad (3.51)$$

4. На закруглениях пути возникают дополнительные сопротивления движению вагонеток, связанные с условиями вписывания вагонеток в кривую

$$W_4 = G_g \cdot w'_{кр}, \text{ Н}; \quad (3.52)$$

где $w'_{кр}$ – коэффициент дополнительного сопротивления движению вагонетки в кривых, вычисляется по зависимостям:

- для кривых с превышением наружного рельса

$$w'_{кр} = \frac{35}{1000 \sqrt{R_{кр}}}, \quad (3.53)$$

где $R_{кр}$ – радиус кривой,

- для кривых без превышения наружного рельса

$$w'_{кр} = \frac{53}{1000 \sqrt{R_{кр}}}, \quad (3.54)$$

Тяговое усилие, необходимое для перемещения вагонетки, определяется полным сопротивлением движению

$$F = W_o = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = G_o \cdot (w' \cdot \cos \beta \pm \sin \beta + 0,11j + w'_{кр}), \text{Н}. \quad (3.55)$$

Пример. Чему равно сопротивление движению W при трогании с места по прямолинейному горизонтальному пути груженой вагонетки ВГ 2,5, если плотность перевозимого материала $\rho = 1,0 \text{ т/м}^3$, ускорение вагонетки $j = 0,05 \text{ м/с}^2$.

Ответ: $W = 500 \text{ Н}$.

Решение. Суммарное сопротивление при трогании вагонетки с места складывается из статического сопротивления и сопротивления сил инерции.

$$F = W_1 + W_3 = G_o \cdot w'_{н\text{у}\text{с}\text{к}} + G_o \cdot (1 + \kappa_o) \cdot j/g, \text{ Н};$$

где $w'_{н\text{у}\text{с}\text{к}}$ – коэффициент основного сопротивления движению при пуске,

$$\text{равный } w'_{н\text{у}\text{с}\text{к}} \approx 1,5w';$$

$$w'_{н\text{у}\text{с}\text{к}} \approx 1,5w' = 1,5 \cdot 0,006 = 0,009;$$

κ_o – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей, для груженных вагонеток $\kappa_o = 0,03 \dots 0,05$

Вес порожней вагонетки

$$G_o = M_o \cdot g = 1140 \cdot 9,81 \approx 11200 \text{ Н},$$

где M_o – масса порожней вагонетки, кг.

Вес перевозимого груза

$$G = V \cdot \rho \cdot g = 2500 \cdot 1,0 \cdot 9,81 = 24500 \text{ Н}$$

Полный вес загруженной вагонетки

$$G_o = G_o + G = 11200 + 24500 = 35700 \text{ Н}$$

Искомое суммарное сопротивление при трогании вагонетки с места

$$W_o = 35700 \cdot 0,009 + 35700(1 + 0,04) \cdot 0,05/9,81 \approx 500 \text{ Н}.$$

Пример. Определить дополнительное сопротивление движению груженой вагонетки ВГ 1,6 по закруглению пути радиуса $R_{кр} = 16 \text{ м}$, выполненному с превышением наружного рельса. Вес порожней вагонетки $G_o \approx 6930 \text{ Н}$. Плотность перевозимого материала $\rho = 1,8 \text{ т/м}^3$.

Ответ: $W_4 = 308 \text{ Н}$.

Решение. Дополнительное сопротивление движению груженой вагонетки по закруглению с превышением наружного рельса

$$W_4 = G_o \cdot \frac{35}{1000 \sqrt{R_{кр}}}, \text{ Н}.$$

Полный вес груженой вагонетки

$$G_o = G_o + G, \text{ Н}.$$

Вес перевозимого груза

$$G = V \cdot \rho \cdot g = 1600 \cdot 1,8 \cdot 9,81 \approx 28300 \text{ Н}.$$

Имеем $G_6 = 6930 + 28300 = 35230$ Н,

$$W_4 = 35230 \cdot \frac{35}{1000 \sqrt{16}} \approx 308 \text{ Н.}$$

Определить статическое сопротивление движению вагонеток при движении под уклон в следующих условиях (табл.3.14).

Таблица 3.14.

Исходные данные

№ вар.	Тип вагонетки	Плотность материала, т/м ³	Число вагонеток в составе, z
1	ВГ 1,0	1,0	12
2	ВГ 1,1	2,0	8
3	ВГ 1,3	2,1	9
4	ВГ 1,4	1,9	10
5	ВГ 1,6	1,0	1
6	ВГ 2,5	0,95	2
7	ВГ 3,3	0,85	3
8	ВДК 2,5	0,8	4
9	ВД 3,3	0,8	5
10	ВД 5,6	0,75	6

Определить уклон равных сопротивлений для вагонетки в следующих условиях (табл.3.15).

Таблица 3.15.

Исходные данные

№ вар.	Тип вагонетки	Плотность перевозимого материала, т/м ³
1	ВГ 1,0	1,8
2	ВГ 1,1	2,0
3	ВГ 1,3	1,0
4	ВГ 1,4	1,9
5	ВГ 1,6	1,25
6	ВГ 2,5	0,9
7	ВГ 3,3	0,8
8	ВДК 2,5	0,75
9	ВД 3,3	0,7
10	ВД 5,6	0,7

3.2.2. Устойчивость вагонеток /2/

1. Продольная устойчивость вагонеток.

Потеря вагонеткой продольной устойчивости возможна в следующих случаях:

- резкая остановка вагонетки при движении вниз.

Схема сил, действующих на вагонетку, приведена на рис 3.7. Условие устойчивости вагонетки для этого случая имеет вид

$$G_6 \cdot S_6 \cdot \cos \beta / 2 \geq \varphi \cdot G_6 \cdot (\sin \beta + j/g) \cdot h_m ; \quad (3.56)$$

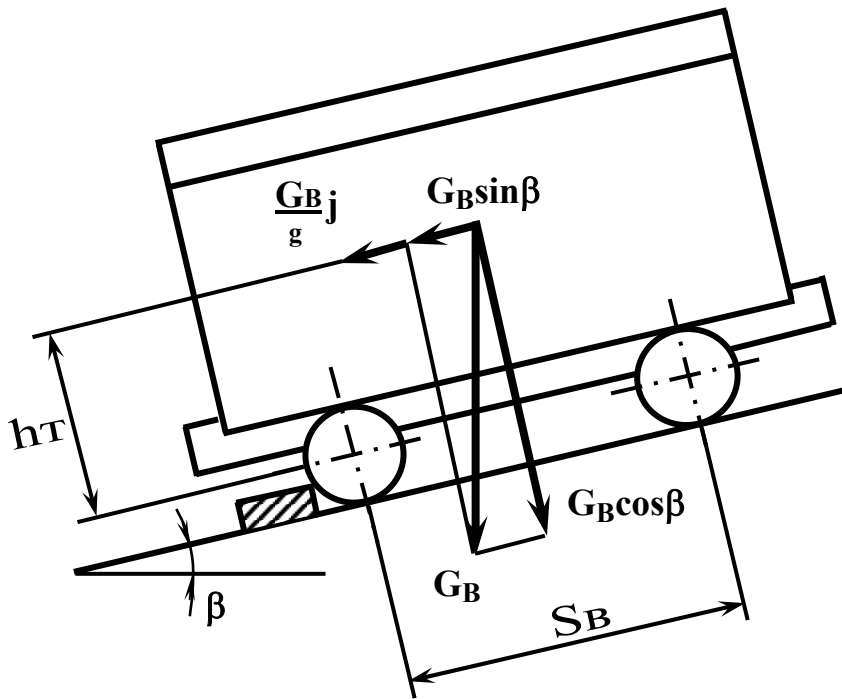


Рис. 3.7. Схема сил к определению запаса продольной устойчивости вагонетки на стопоре

где S_e – жесткая база вагонетки (табл. 3.7 и 3.8), м;

φ – коэффициент запаса продольной устойчивости вагонетки;

h_m – высота центра тяжести вагонетки над центрами колес, м;

j – замедление, м/с².

Отсюда коэффициент запаса продольной устойчивости вагонетки

$$\varphi = \frac{\frac{S_e}{2} \cdot \cos \beta}{\left(\sin \beta + \frac{j}{g} \right) \cdot h_m}, \quad (3.57)$$

- движение вагонетки вверх по наклонному пути. Схема сил, действующих на вагонетку, приведена на рис. 3.8.

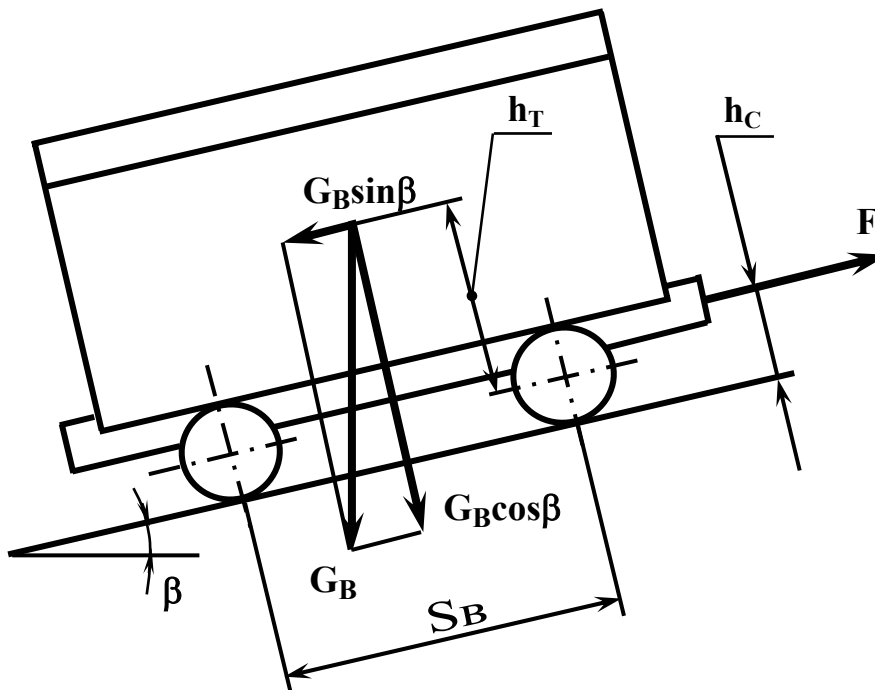


Рис. 3.8. Схема сил, действующих на вагонетку при откатке концевым канатом

Устойчивость вагонетки в этом случае описывается

$$\frac{G_e \cdot S_e \cdot \cos \beta}{2} + W \cdot h_c = \varphi \cdot G_e \cdot \sin \beta \cdot h_m; \quad (3.58)$$

где h_c – высота сцепки над центрами колес, м;

W – сопротивление перемещению вагонетки по наклонному пути.

Тогда

$$\varphi = \frac{\frac{S_e}{2} \cdot \cos \beta + (\sin \beta + w' \cdot \cos \beta) h_c}{\sin \beta \cdot h_m}. \quad (3.59)$$

Односторонняя загрузка вагонетки. Схема действующих сил представлена на рис.3.9. В

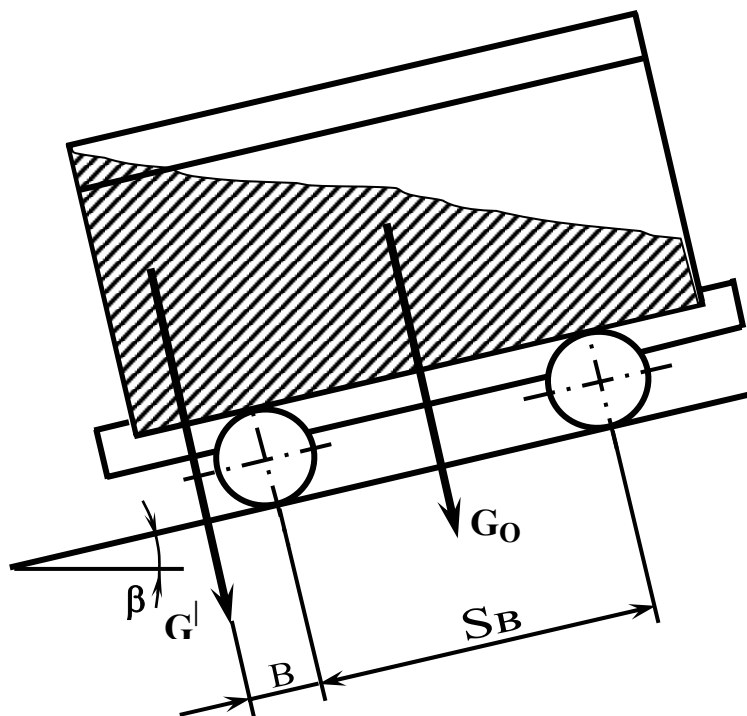


Рис. 3.9. Схема сил, действующих на вагонетку при одностороннем заполнении кузова колес $h_r=0,72$ м и замедление $j=0,35$ м/с².

этом случае условие устойчивости вагонетки имеет вид

$$G_o \cdot S_g \cdot \cos \beta / 2 = \varphi \cdot G' \cdot b, \quad (3.60)$$

где G' – нормальная составляющая веса груза;

b – расстояние от центра колеса вагонетки до центра тяжести пере возимого груза, м.

Коэффициент запаса устойчивости вагонетки

$$\varphi = \frac{G_o \cdot \frac{S_g}{2} \cdot \cos \beta}{G' \cdot b}, \quad (3.61)$$

Пример. Определить запас продольной устойчивости одиночной вагонетки ВГ 1,1, застопоренной на участке рельсового пути (рис.3.7), угол наклона которого к горизонтали $\beta=14^\circ$, если высота центра тяжести вагонетки над центрами

Ответ. $\varphi=1,33$.

Решение. Запас продольной устойчивости

$$\varphi = \frac{\frac{S_g}{2} \cdot \cos \beta}{\left(\sin \beta + \frac{j}{g} \right) \cdot h_m} = \frac{0,55}{2} \cdot \cos 14^\circ}{\left(\sin 14^\circ + \frac{0,35}{9,81} \right) \cdot 0,72} = 1,33 .$$

Пример. Определить запас продольной устойчивости φ груженой вагонетки ВГ 1,1, поднимаемой канатом по рельсовому пути, угол наклона которого $\beta=18^\circ$. Высота центра тяжести вагонетки над уровнем головок рельсов $h_r=0,72$ м.

Ответ. $\varphi=1,63$.

Решение. Для этого случая запас продольной устойчивости

$$\varphi = \frac{\frac{S_g}{2} \cdot \cos \beta + (\sin \beta + w' \cdot \cos \beta) h_c}{\sin \beta \cdot h_m} .$$

По табл. 3.7. Определяем конструктивные параметры вагонетки ВГ1,1: $S_g=0,55$ м, $h_c=0,32$ м, а по табл. 3.9 значение коэффициента основного сопротивления движению $w'=0,006$.

Тогда имеем

$$\varphi = \frac{0,55}{2} \cos 18^\circ + (\sin 18^\circ + 0,006 \cdot \cos 18^\circ) \cdot 0,32}{0,72 \cdot \sin 18^\circ} = 1,63 .$$

Определить запас продольной устойчивости одиночной вагонетки, имеющей высоту центра тяжести вагонетки над центрами колес h_m , застопоренной на участке рельсового пути, угол наклона которого к горизонтали β , а замедление j , в следующих условиях (табл.3.16).

Таблица 3.16.

Исходные данные

№ вар.	Тип вагонетки	h_m , м	β , град	j , м/с ²
1	ВГ 1,0	0,550	30	0,75
2	ВГ 1,1	0,570	25	0,75
3	ВГ 1,3	0,560	20	0,7
4	ВГ 1,4	0,530	18	0,7
5	ВГ 1,6	0,570	16	0,65
6	ВГ 2,5	0,575	12	0,65
7	ВГ 3,3	0,635	10	0,6
8	ВДК 2,5	0,675	0	0,35
9	ВД 3,3	0,695	0	0,50
10	ВД 5,6	0,720	0	0,45

Определить запас продольной устойчивости груженной вагонетки, имеющей высоту центра тяжести над уровнем головок рельсов h_r , поднимаемой канатом по рельсовому пути, угол наклона которого β , в следующих условиях (табл. 3.17).

Таблица 3.17.

Исходные данные

№ вар	Тип вагонетки	h_r , м	β , град
1	ВГ 1,0	0,550	25
2	ВГ 1,1	0,570	22
3	ВГ 1,3	0,560	20
4	ВГ 1,4	0,530	18
5	ВГ 1,6	0,570	16
6	ВГ 2,5	0,575	14
7	ВГ 3,3	0,635	12
8	ВДК 2,5	0,675	0
9	ВД 3,3	0,695	0
10	ВД 5,6	0,720	0

2. Поперечная устойчивость вагонеток. Потеря вагонеткой поперечной устойчивости, т.е. $\varphi < 1$, возможна при ее движении по закруглению. Схема сил, действующих на одиночную вагонетку, представлена на рис.3.10.

Условие устойчивого движения вагонетки имеет вид

$$G_e \cdot S_p / 2 \geq \varphi \cdot h \cdot G_e \cdot V^2 / (g \cdot R_{кр}); \quad (3.62)$$

где S_p – ширина рельсовой колеи, м;

V – скорость движения вагонетки, м/с;

h – высота центра тяжести вагонетки над уровнем головок рельсов.

Коэффициент запаса поперечной устойчивости вагонетки

$$\varphi = \frac{g \cdot \frac{S_p}{2} \cdot R_{кр}}{V^2 \cdot h}. \quad (3.63)$$

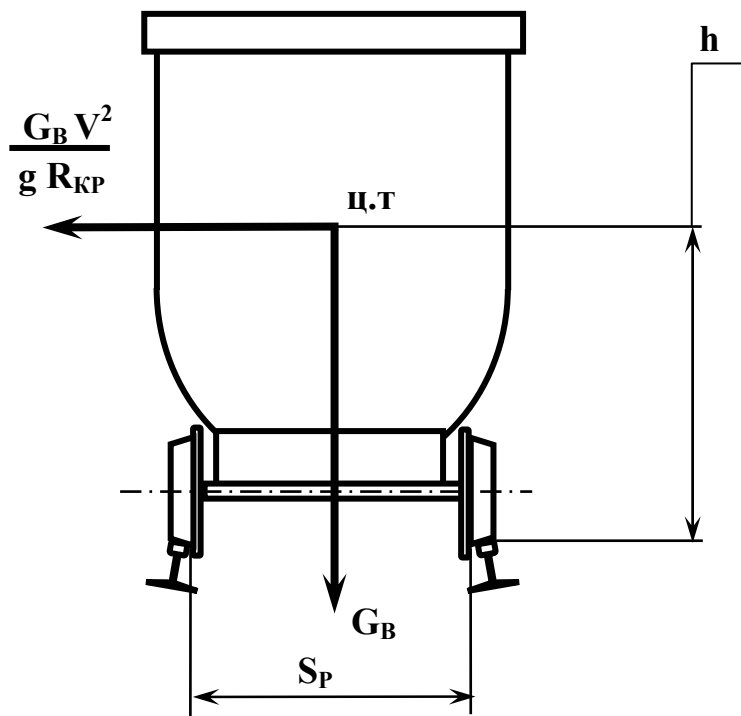


Рис. 3.10. Схема сил, действующих на одиночную вагонетку при прохождении закруглений

устойчивости одиночной вагонетки, движущейся по закруглению без превышения наружного рельса, определяется коэффициентом

$$\varphi = \frac{g \cdot \frac{S_p}{2} \cdot R_{кр}}{V^2 \cdot h} = \frac{9,81 \cdot \frac{0,6}{2} \cdot 6}{1,2^2 \cdot 0,72} = 17,0,$$

т.е. вагонетка не опрокинется.

Определить запас поперечной устойчивости φ вагонетки, имеющей высоту центра тяжести над уровнем головок рельсов h , движущейся самокатом по закруглению $R_{кр}$ со скоростью V , для следующих условий (табл.3.18).

Таблица 3.18.

Исходные данные

№ вар.	Тип вагонетки	$R_{кр}$, м	V , км/час	Плотность перевозимого материала, т/м ³	h , м
1	ВГ 1,0	10	3	1,8	0,7
2	ВГ 1,1	12	5	2,0	0,72
3	ВГ 1,3	14	10	2,1	0,71
4	ВГ 1,4	16	10	1,9	0,68
5	ВГ 1,6	18	5	1,1	0,72
6	ВГ 2,5	25	15	0,95	0,75
7	ВГ 3,3	25	10	0,8	0,81
8	ВДК 2,5	30	15	0,85	0,85
9	ВД 3,3	30	10	0,8	0,87
10	ВД 5,6	40	10	0,7	0,92

Превышение наружного рельса, необходимое для компенсации центробежной силы, действующей на вагонетку, определяется выражением

$$\Delta h = \frac{S_p \cdot v^2}{g \cdot R_{кр}}, \quad (3.64)$$

Пример. Определить запас поперечной устойчивости φ вагонетки ВГ 1,6 груженой материалом плотностью $\rho = 1,4 \text{ т/м}^3$, движущейся самокатом по закруглению пути радиусом $R_{кр} = 6 \text{ м}$, со скоростью $V = 1,2 \text{ м/с}$, если высота центра тяжести над уровнем головок рельсов $h = 0,72 \text{ м}$.

Ответ. $\varphi = 17,0$.

Решение. Запас поперечной

3.3. Электровозная откатка

3.3.1. Уравнение движения поезда

Уравнение движения поезда выражает аналитическую зависимость между силами, действующими на поезд в направлении его движения.

В общем виде оно может быть записано следующим образом:

$$F = (P+Q) \cdot (w \pm i + 110j + b), \quad (3.65)$$

где F – сила тяги, Н;

P – сцепная сила тяжести локомотива, кН;

Q – сила тяжести состава, кН;

w – удельное сопротивление движению вагонеток, Н/кН;

i – удельное сопротивление от уклона рельсового пути, Н/кН;

j – ускорение поезда (коэффициент 110 учитывает инерцию вращающихся частей), м/с²;

b – удельная тормозная сила, Н/кН. Удельное сопротивление от уклона пути в Н/кН численно равно уклону пути в ‰.

Удельная тормозная сила

$$b = B / (P+Q), \text{ Н/кН}, \quad (3.66)$$

где B – полная тормозная сила, Н.

Различают следующие фазы движения поезда: пуск, установившееся движение, свободный выбег, торможение.

Для каждой из этих фаз уравнение движения принимает следующий вид:

пуск ($b=0, j>0$)

$$F = (P+Q) \cdot (w \pm i + 110j), \text{ Н},$$

(3.67)

установившееся движение ($b=0, j=0$)

$$F = (P+Q) \cdot (w \pm i), \text{ Н}, \quad (3.68)$$

свободный выбег ($b=0, F=0, j<0$)

$$0 = (P+Q) \cdot (w \pm i + 110j), \text{ Н}, \quad (3.69)$$

торможение ($b>0, F=0, j<0$)

$$0 = (P+Q) \cdot (w \pm i + 110j + b), \text{ Н}. \quad (3.70)$$

Пример. Чему равна сила тяги F при трогании электровоза АРП10 с составом, состоящим из двадцати четырех груженых вагонеток ВГ-2.5 ($G=22,5$ кН; $G_o=11,5$ кН; $w_z=8$ Н/кН), с ускорением $j=0,05$ м/с² по штрэку, имеющему минимальный уклон $i=3$ ‰.

Ответ. $F=9618$ Н.

Решение. Вес состава равен

$$Q = z_z(G + G_o) = 24 \cdot (22,5 + 11,5) = 816 \text{ кН}.$$

Сила тяги при движении груженого состава под уклон с ускорением определяется по выражению

$$F = (P+Q) \cdot (w - i_{\min} + 110j) = (100+816) \cdot (8-3+110 \cdot 0,05) = 9618 \text{ Н}.$$

Определить силу тяги F при трогании под уклон с ускорением состава, состоящего из z груженых вагонеток, по штрэку, имеющему минимальный уклон i , для следующих исходных данных (табл. 3.19).

Исходные данные

№ вар	Тип электро-воза	Число вагонеток в составе z , шт	Тип вагонетки	Ускорение j , м/с^2	Минимальный уклон пути i , ‰	Насыпная плотность транспортируемого материала ρ , т/м^3
1	АМ8Д	22	ВГ1,3	0,03	3	0,9
2	2АМ8Д	36	ВГ2,5	0,05	3	1,0
3	АРП10	24	ВГ1,4	0,04	3	1,0
4	АРП14	22	ВГ3,3	0,05	4	1,7
5	АРП28	38	ВД3,3	0,05	4	1,8
6	7КР1У	18	ВГ1,1	0,03	3	0,9
7	10КР2	24	ВГ1,6	0,04	3	1,0
8	14КР2	32	ВГ2,5	0,05	3	1,7
9	К10	20	ВДК2,5	0,04	3	1,0
10	К14	30	ВД3,3	0,05	4	1,7
11	АМ8Д	22	ВГ1,6	0,04	3	1,7
12	14КР2	32	ВГ2,5	0,05	3	1,8

3.3.2. Закон сцепления

При эксплуатации локомотива должно быть обеспечено чистое качение колес без проскальзывания и пробуксовки.

Отсутствие пробуксовки зависит от условий сцепления колес локомотива с рельсами. Пусть колесо локомотива нагружено вертикальной силой P_0 , создаваемой частью силы тяжести локомотива (см. рис.3.11).

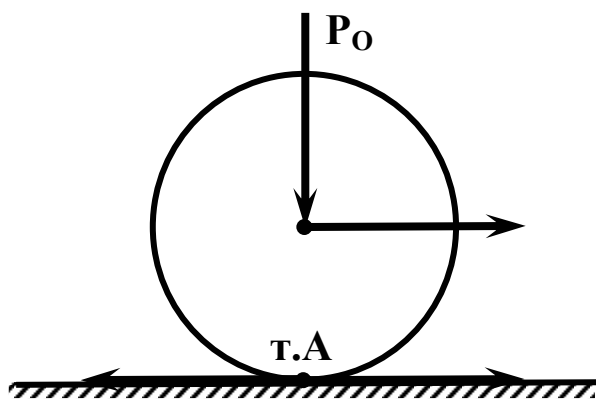


Рис. 3.11. Расчетная схема для определения сцепной силы тяги локомотива

Пробуксовки нет, если выполняется неравенство

$$F \leq Z_{\max} = 1000 \cdot P_0 \cdot \Psi, \text{ Н}, \quad (3.71)$$

где Z_{\max} – наибольшая величина силы сцепления;

Ψ – коэффициент сцепления.

Распространяя условие (3.71) на все ведущие колеса локомотива, можно получить выражение для максимальной силы тяги

$$F_{\max} = 1000 \cdot P \cdot \Psi. \quad (3.72)$$

Попытка реализовать силу тяги большую, чем определяемая выражением (3.72), приводит к появлению буксования.

Для угольных шахт можно принимать следующие значения коэффициента сцепления: при пуске (с песком) $\Psi=0,24$; при движении (с песком) $\Psi=0,17$; при движении (без песка) $\Psi=0,12$; а при особенно неблагоприятных условиях Ψ может снизиться до $0,07 \div 0,09$.

Пример. Какое число порожних вагонеток ВГ-2,5 ($G_0=11,5$ кН; $w_n=10$ Н/кН) сможет тронуть с места на максимальный подъем $0,005$ электровоз 2АМ8Д с ускорением $j=0,04$ м/с^2 .

Ответ: $z=54$.

Решение. Уравнение, выражающее условие задачи, имеет вид

где $w_n^{пуск}$ – удельное пусковое сопротивление движению порожних вагонеток, Н/кН:
 $w_n^{пуск} = 1,5 w_n = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ Н/кН}$.

Решив записанное уравнение относительно z , получим:

$$z = \frac{P}{G_o} \left(\frac{1000 \cdot \Psi}{w_n^{пуск} + i_{max} + 110 j} - 1 \right) = \frac{160}{11,5} \left(\frac{1000 \cdot 0,12}{15 + 5 + 110 \cdot 0,04} - 1 \right) = 54 .$$

Какое число порожних вагонеток сможет тронуть с места на максимальном подъеме $i_{max}=0, 5\%$ электровоз с ускорением j при следующих исходных данных (табл. 3.20).

Таблица 3.20.

Исходные данные

№ вар.	Тип электровоза	Тип вагонетки	Ускорение j , м/с ²
1	АМ8Д	ВГ1,3	0,05
2	АМ8Д	ВГ2,5	0,04
3	АРП10	ВГ1,4	0,05
4	АРП14	ВГ2,5	0,05
5	АРП28	ВД3,3	0,04
6	7КР1У	ВГ1,3	0,04
7	10КР2	ВГ1,4	0,04
8	10КР2	ВГ1,6	0,04
9	14КР2	ВГ2,5	0,05
10	14КР2	ВДК2,5	0,05
11	К10	ВГ1,6	0,04
12	К14	ВД3,3	0,05

3.3.3. Закон торможения

Один из методов торможения заключается в прижатии тормозных колодок с некоторой силой N_k к ободу колеса. Расчетная схема приведена рис.3.12.

Для того, чтобы колесо двигалось качением, необходимо, чтобы выполнялось неравенство

$$B_k \leq Z_{max}, \text{ Н}; \quad (3.73)$$

где B_k – тормозная сила одного колеса.

Максимальное значение силы сцепления Z_{max} определяется выражением (3.71), наибольшее значение силы торможения колеса определяется условиями сцепления колеса с рельсом:

$$B_k = 1000 \cdot P_o \cdot \Psi, \text{ Н}; \quad (3.74)$$

Для всех тормозных осей:

$$B_{max} = 1000 \cdot P_m \cdot \Psi, \text{ Н}; \quad (3.75)$$

где P_T – тормозная сила тяжести

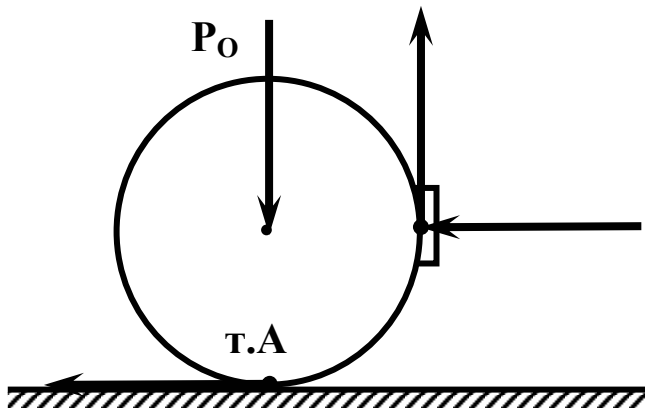


Рис. 3.12. Расчетная схема к определению силы торможения локомотива

локомотива, кН.

Пример. Определить тормозной путь l_T для электровоза АРП14, движущегося под уклон $0,004$ с груженым составом весом $Q_c=1080$ кН, состоящим из вагонеток ВГ-3,3($w_c=7$ Н/кН).

Ответ: $l_T=38$ м.

Решение. Тормозная сила электровоза

$$B = 1000 \cdot P_m \cdot \Psi = 1000 \cdot 140 \cdot 0,12 = 16800 \text{ Н.}$$

Удельная тормозная сила

$$b = \frac{B}{P + Q_2} = \frac{16800}{140 + 1080} = 13,8 \text{ Н/кН.}$$

Тормозное замедление

$$j_T = 0,01 \cdot (b + w_2 - i) = 0,01(13,8+7-4) = 0,17 \text{ м/с}^2.$$

Скорость начала торможения принимаем равной длительной скорости движения электровоза

$$V_{\text{дл}} = 13 \text{ км/ч}$$

Продолжительность периода торможения

$$t_m = V_{\text{дл}} / (3,6 \cdot j_m) = 13 / (3,6 \cdot 0,17) = 21,2 \text{ с.}$$

Тормозной путь

$$l_T = (V_{\text{дл}} \cdot t_m) / (3,6 \cdot 2) = (13 \cdot 21,2) / (3,6 \cdot 2) = 38 \text{ м.}$$

Определить тормозной путь l_T поезда, движущегося под уклон с груженым составом, при следующих исходных данных (табл.3.21).

Таблица 3.21.

Исходные данные

№ вар.	Тип электровоза	Уклон пути $i, \text{‰}$	Тип вагонетки	Число вагонеток в составе z , шт	Насыпная плотность транспортируемого материала ρ , т/м ³
1	АМ8Д	5	ВГ1,3	20	1,0
2	АМ8Д	4	ВГ1,6	22	1,0
3	2АМ8Д	5	ВГ2,5	32	1,8
4	АРП10	4	ВГ1,4	24	1,8
5	АРП14	5	ВГ2,5	30	1,0
6	АРП14	4	ВГ3,3	22	1,8
7	7КР1У	4	ВГ1,1	20	1,8
8	10КР2	5	ВГ1,6	22	1,8
9	10КР2	4	ВГ2,5	18	1,0
10	14КР2	5	ВГ2,5	28	1,8
11	К10	4	ВГ1,6	24	1,8
12	К10	4	ВГ2,5	18	1,0
13	К14	5	ВД3,3	20	1,0
14	К14	4	ВГ3,3	28	1,8
15	АРП28	5	ВД3,3	32	1,0

3.3.4. Тахограммы движения поезда

Реальная тахограмма движения поезда на равно наклонном пути состоит из пяти периодов (см. рис.3.13):

- период пуска с постоянным ускорением;
- период разгона по автоматической характеристике двигателя;
- период движения с установившейся скоростью;
- период свободного выбега;
- период торможения.

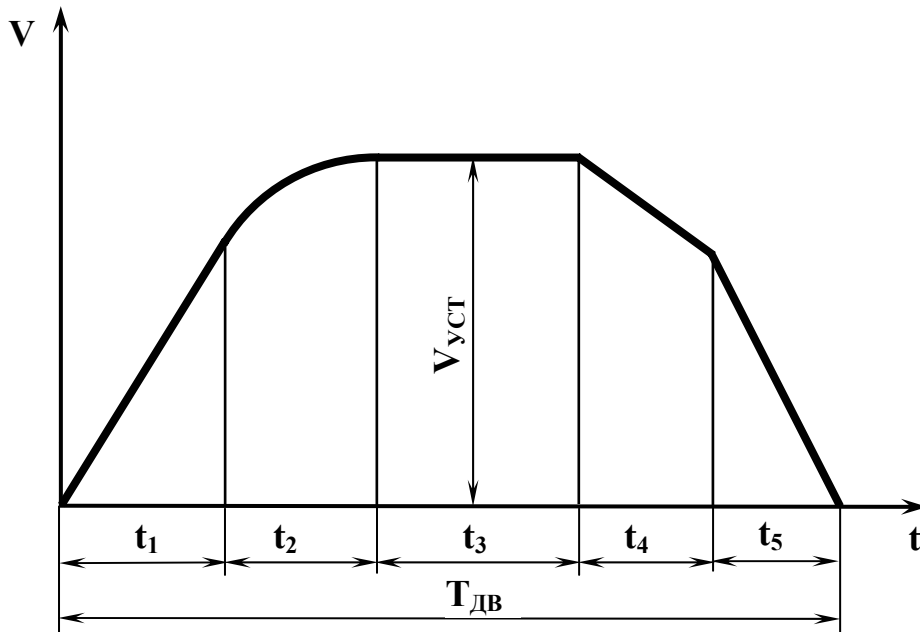


Рис. 3.13. Пятипериодная тахограмма движения поезда

В расчетах реальную тахограмму упрощают. При длине откатки до 1000м пятипериодную тахограмму заменяют трехпериодной (см. рис.3.14).

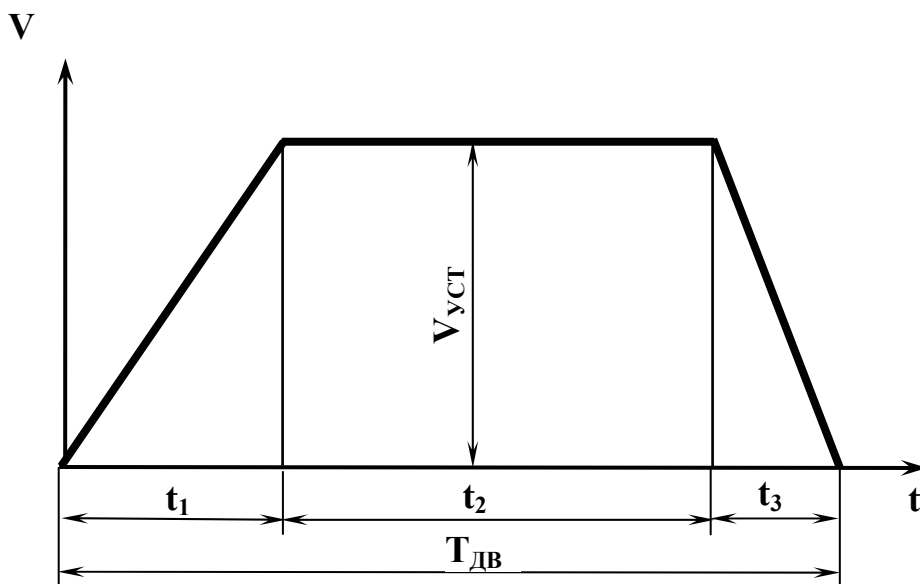


Рис. 3.14. Трехпериодная тахограмма движения

Продолжительность периода пуска

$$t_1 = V_{уст} / j_1, \text{ с} \quad (3.76)$$

где $V_{уст}$ – установившаяся скорость, м/с²;

$j_1 = 0,01 \cdot [f_{пуск} - (w \pm i)]$ – пусковое ускорение, м/с²;

$f_{пуск} = F_q / (P + Q)$ – удельная пусковая сила тяги, Н/кН;

F_q – сила тяги часового режима, Н.

Продолжительность периода остановки

$$t_3 = V_{уст} / |j_3|, \text{ с} \quad (3.77)$$

где $j_3 = -0,01 \cdot (w \pm i)$ – замедление свободного выбега (3.69), м/с². Однако, свободным выбегом не всегда можно остановить состав в заданном месте, поэтому производят частичное подтормаживание, тогда

$$j_3 = -0,01 \cdot (v + w \pm i).$$

Путь, проходимый в период пуска:

$$L_1 = (t_1 \cdot V_{ycm}) / 2, \text{ м.} \quad (3.78)$$

Путь, проходимый в период остановки:

$$L_3 = (t_3 \cdot V_{ycm}) / 2, \text{ м.} \quad (3.79)$$

Путь, проходимый в период установившегося движения:

$$L_2 = L - (L_1 + L_3), \text{ м.}$$

(3.80)

где L – полная длина откатки.

Продолжительность периода установившегося движения

$$t_2 = L_2 / V_{ycm}, \text{ с.} \quad (3.81)$$

Полная продолжительность движения

$$T_{\partial\partial} = (1/60) \cdot (t_1 + t_2 + t_3), \text{ мин.} \quad (3.82)$$

При длине откатки более 2000м трехпериодную тахограмму заменяют однопериодной (см.рис.3.15).

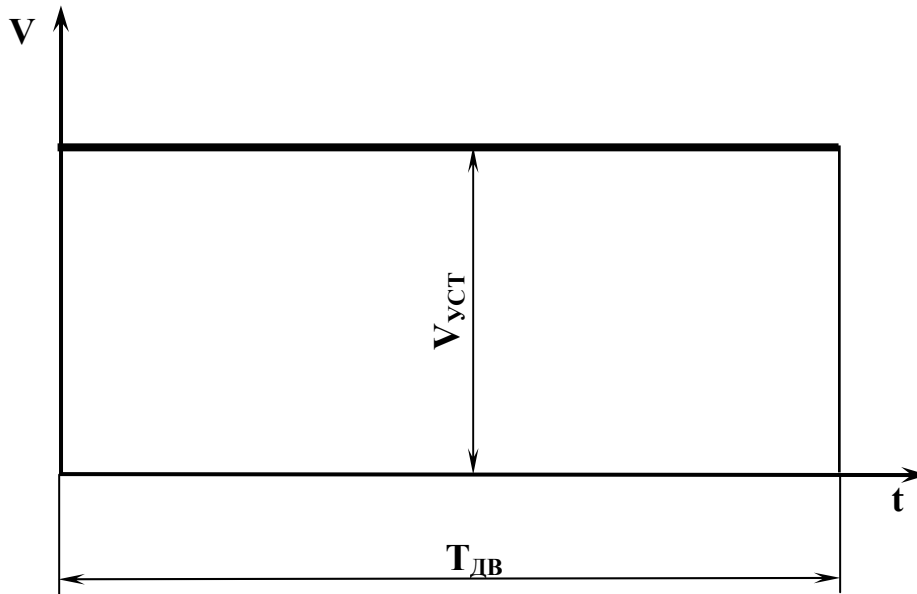


Рис. 3.15. Однопериодная тахограмма движения

В этом случае продолжительность движения определяется из выражения

$$T_{\partial\partial} = L / (60 \cdot V_{ycm}), \text{ с.} \quad (3.83)$$

3.3.5. Сила тяжести поезда по условию нагрева тяговых электродвигателей

Условие нормального теплового режима тяговых двигателей электровоза имеет вид

$$J_{\text{эф}} \leq J_{\partial\partial}, \quad (3.84)$$

где $J_{\text{эф}}$, $J_{\partial\partial}$ – длительный и эффективный токи двигателя, А.

Выражение для эффективного тока может быть записано в виде

$$J_{\text{эф}} = \alpha \sqrt{\sum_{i=1}^n J_i^2 \cdot t_i \cdot \frac{1}{T_p}}, \text{ А;} \quad (3.85)$$

где α – коэффициент, учитывающий дополнительный нагрев двигателей при выполнении маневров (следует принимать $\alpha=1,15\dots1,3$ для контактных электровозов и $\alpha=1,05\dots1,15$ для аккумуляторных;

J_i – ток двигателя при движении электровоза на i -м участке пути, А;

t_i – время работы двигателя при прохождении i -го участка пути, мин;

T_p – время цикла (рейса), мин.

Если несколько маршрутов объединены в одной расчетной схеме, то

$$J_{\text{эф}} = \alpha \sqrt{\frac{J_2^2 \cdot t_2 + J_n^2 \cdot t_n}{T_p}}, \quad (3.86)$$

где J_z, J_n – токи двигателя при движении электровозов с груженым и порожним составами, А;

t_z, t_n – время движения груженого и порожнего состава, мин.

Значение J_z, J_n определяются по электромеханическим характеристикам двигателей, приведенным к ободу колеса или аналитически /6/.

$$J_z = a_1 - b_1 V + c_1 V^2 - d_1 V^3, \text{ А}, \quad (3.87)$$

где $a_1; b_1; c_1; d_1$ – расчетные коэффициенты /6/.

Время рейса определяется по формуле

$$T_p = t_z + t_n + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3, \text{ мин};$$

(3.88)

где θ_1 – время маневров электровоза в околоствольном дворе за цикл (15 мин. для вагонеток с глухим кузовом; 10 мин – с донной разгрузкой);

θ_2 – продолжительность нахождения электровоза в пункте погрузки (10 мин.);

$\theta_3 = 5 \dots 10$ мин. – продолжительность дополнительных остановок в местах пересечения транспортных магистралей.

Время движения груженого и порожнего составов находится по выражениям

$$t_z = (60 \cdot L_p) / V_z, \text{ мин}; \quad (3.89)$$

$$t_n = (60 \cdot L_p) / V_n, \text{ мин}, \quad (3.90)$$

где L_p – расчетная длина откатки, км;

V_z, V_n – скорости движения соответственно в грузовом и порожняковом направлениях, км/ч.

Скорости V_z, V_n определяют по тяговым характеристикам /6/ или аналитически.

Для ориентировочных расчетов при плече откатки до 0,5 км скорость движения в формулах (3.89) и (3.90) принимают с учетом коэффициента среднеходовой длительной скорости 0,5, при большем плече - 0,75.

Аналитические выражения для определения V_z, V_n имеют вид

$$V_z = a - b F_z + c F_z^2 - d F_z^3, \text{ км/ч}; \quad (3.91)$$

$$V_n = a - b F_n + c F_n^2 - d F_n^3, \text{ км/ч}, \quad (3.92)$$

где $a; b; c; d$ – расчетные коэффициенты /6/;

F_z, F_n – сила тяги соответственно при движении груженого и порожнего составов, рассчитываемая по формулам:

$$F_z = \frac{1}{x} (P_z + Q_z) (w_z - i_c), \text{ Н}; \quad (3.93)$$

$$F_n = \frac{1}{x} (P_n + Q_n) (w_n + i_c), \text{ Н}, \quad (3.94)$$

где x – число тяговых двигателей электровозов;

i_c – спрямленный откаточный уклон, Н/кН.

При наличии на маршруте преобладающего уклона величины эффективного тока и времени рейса находятся по формулам

$$J_{эф} = \alpha \sqrt{\frac{J_z^2 \cdot t_z + J_n^2 \cdot t_n + J_{zn}^2 \cdot t_{zn} + J_{nn}^2 \cdot t_{nn}}{T_p}}, \text{ А}; \quad (3.95)$$

$$T_p = t_z + t_n + t_{zn} + t_{nn} + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3, \text{ мин}, \quad (3.96)$$

где J_{nn}, J_{zn} – токи двигателей при движении соответственно порожнего и груженого составов на преобладающем уклоне, А;

$t_{zn}; t_{nn}$ – время движения груженого и порожнего составов на преобладающем уклоне.

Пример. Чему равна установившаяся скорость движения под уклон $i=3$ Н/кН электровоза 14КР2 с составом из тридцати груженных вагонеток ВД-3,3 ($G_o=16,5$ кН; $G=29$ кН; $w_z=7$ Н/кН).

Ответ: При параллельном соединении двигателей $V_z=20\text{км/ч}$, а при последовательном - $V_z=10\text{км/ч}$.

Решение.

$$Q_z = z \cdot (G_o + G) = 30 \cdot (29 + 16,5) = 1365 \text{ кН}$$

Сила тяги, приходящаяся на один электродвигатель:

$$F_z = \frac{1}{x} (P + Q_z) (w_z - i) = 1/2 (140 + 1365) (7 - 3) = 3010 \text{ Н}$$

Электромеханическая характеристика двигателя ДК-809А для электровоза 14КР2 приведена на рис. 3.16.

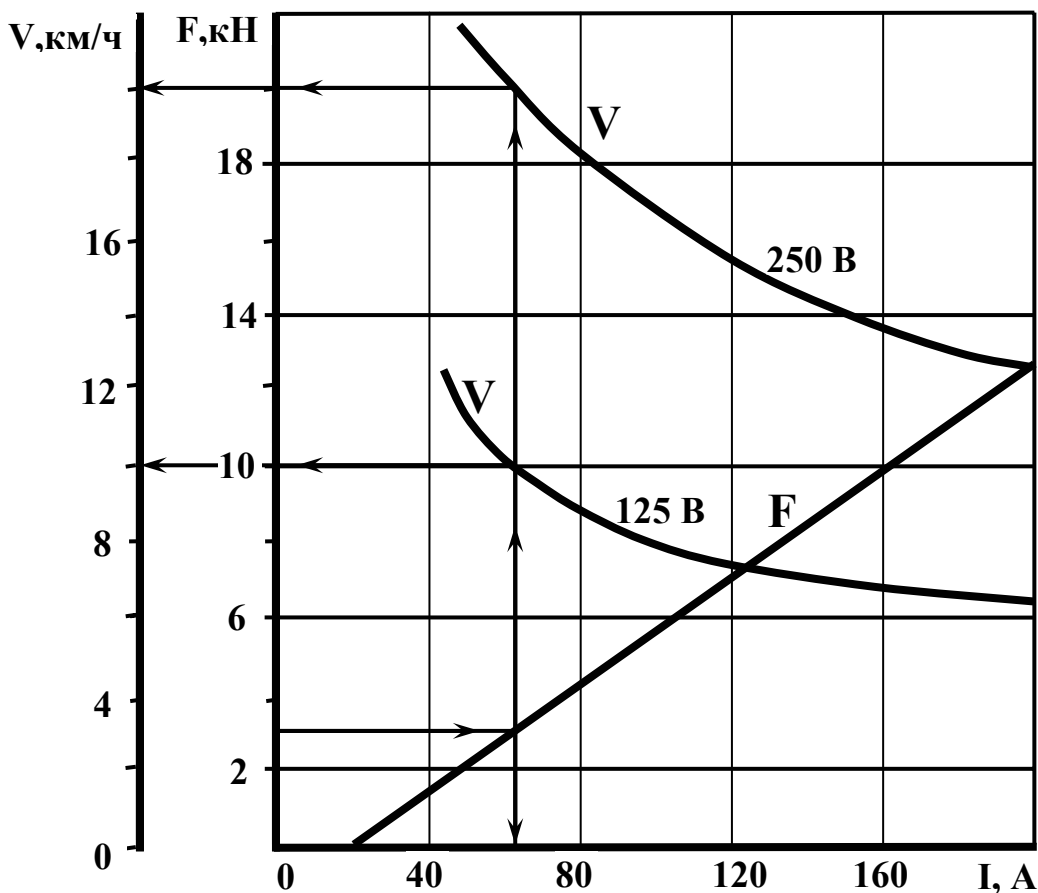


Рис. 3.16. Электромеханическая характеристика двигателя ДК-

янал

Для определения скорости движения по характеристике двигателя находим на шкале F точку $F=3 \text{ кН}$ и проводим горизонталь до пересечения с линией F , затем – вертикаль до пересечения с линиями V . От точек пересечения вертикали с линиями V проводим горизонталь до шкалы V . Полученные значения скоростей составляют: при параллельном соединении двигателей $V_z=20\text{км/ч}$, при последовательном $V_z=10\text{км/ч}$. Конструктивная скорость электровоза 14КР2 – 24 км/ч.

Пример. Чему равна продолжительность движения электровоза АМ8Д с составом из тридцати порожних вагонеток ВГ-1,6 ($G_o=7,1\text{кН}$; $w_z=11\text{Н/кН}$) на подъем 0,004 при длине откатки $L=4\text{км}$.

Ответ: $t_n=22 \text{ мин.}$

Решение.

$$Q_n = 1,1 \cdot z \cdot G_o = 1,1 \cdot 30 \cdot 7,1 = 234 \text{ кН.}$$

Сила тяги при движении порожнего состава:

$$F'_n = (P + Q_n) \cdot (w_n + i) = (80 + 234) \cdot (11 + 4) = 4710 \text{ Н.}$$

Сила тяги, приходящаяся на один электродвигатель:

$$F_n = (1/2) \cdot F'_n = 2355 \text{ Н.}$$

Скорость движения порожнего состава:

$$V_n = a - bF_n + cF_n^2 - dF_n^3 = 14,7 - 12,8 \cdot 10^{-4} \cdot 2355 + 4,6 \cdot 10^{-8} \cdot 2355^2 - 0,8 \cdot 10^{-12} \cdot 2355^3 = 14,6 \text{ км/ч.}$$

Коэффициенты a, b, c, d взяты по /6/. Искомая продолжительность движения:

$$t_n = (60 \cdot L_p) / 0,75 \cdot V_n = (60 \cdot 4) / (0,75 \cdot 14,6) = 22 \text{ мин.}$$

Пример. Определить эффективный ток $J_{эф}$ и проверить двигатели на нагревание для поезда с электровозом АРП10 ($Q_z = 850 \text{ кН}$; $w_z = 7 \text{ Н/кН}$; $Q_n = 280 \text{ кН}$; $w_n = 9 \text{ Н/кН}$). Средневзвешенная длина откатки $L_p = 3 \text{ км}$, средний уклон $0,004$. Продолжительность маневровых операций $\theta = 25 \text{ мин}$.

Ответ: $J_{эф} = 56 \text{ А}$. Двигатели удовлетворяют условиям нагревания, ибо $J_{эф} = 56 \text{ А} < J_{дл} = 60 \text{ А}$.

Решение. Сила тяги при движении груженого и порожнего составов рассчитывается по формулам

$$F_z = \frac{1}{x} (P_z + Q_z) (w_z - i_c) = (1/2) \cdot (100 + 850) (7 - 4) = 1425 \text{ Н,}$$

$$F_n = \frac{1}{x} (P_n + Q_n) (w_n + i_c) = (1/2) \cdot (100 + 280) (9 + 4) = 2470 \text{ Н.}$$

Скорости движения в грузовом и порожняковом направлениях:

$$V_z = a - bF_z + cF_z^2 - dF_z^3 = 13,9 - 11,3 \cdot 10^{-4} \cdot 1425 + 4,5 \cdot 10^{-8} \cdot 1425^2 - 0,7 \cdot 10^{-12} \cdot 1425^3 = 12,4 \text{ км/ч}$$

$$V_n = a - bF_n + cF_n^2 - dF_n^3 = 13,9 - 11,3 \cdot 10^{-4} \cdot 2470 + 4,5 \cdot 10^{-8} \cdot 2470^2 - 0,7 \cdot 10^{-12} \cdot 2470^3 = 11,4 \text{ км/ч}$$

Расчетные коэффициенты a ; b ; c ; d взяты по /6/.

Токи двигателя при движении электровоза с груженым и порожним составами:

$$J_z = a_1 - b_1 V_z + c_1 V_z^2 - d_1 V_z^3 = 340,1 - 57,1 \cdot 12,4 + 3,8 \cdot 12,4^2 - 0,08 \cdot 12,4^3 = 64 \text{ А;}$$

$$J_n = a_1 - b_1 V_n + c_1 V_n^2 - d_1 V_n^3 = 340,1 - 57,1 \cdot 11,4 + 3,8 \cdot 11,4^2 - 0,08 \cdot 11,4^3 = 65 \text{ А.}$$

Расчетные коэффициенты a_1 ; b_1 ; c_1 ; d_1 взяты по /6/.

Время движения груженого и порожнего составов:

$$t_z = (60 \cdot L_p) / 0,75 \cdot V_z = (60 \cdot 3) / (0,75 \cdot 12,4) = 20 \text{ мин.}$$

$$t_n = (60 \cdot L_p) / 0,75 \cdot V_n = (60 \cdot 3) / (0,75 \cdot 11,4) = 21 \text{ мин.}$$

Время рейса:

$$T_p = t_z + t_n + \theta = 20 + 21 + 25 = 66 \text{ мин.}$$

Эффективный ток двигателя электровоза:

$$J_{эф} = \alpha \sqrt{\frac{J_z^2 \cdot t_z + J_n^2 \cdot t_n}{T_p}} = 1,1 \sqrt{\frac{64^2 \cdot 20 + 65^2 \cdot 21}{66}} = 56 \text{ А.},$$

что меньше длительного тока.

Следовательно, двигатели электровоза удовлетворяют условиям нагревания.

Примеры. Чему равна установившаяся скорость движения электровоза с составом нагруженных вагонеток, перемещающегося под уклон, при параллельном и последовательном соединении двигателей для следующих исходных данных (табл. 3.22).

Таблица 3.22.

Исходные данные

№ вар	Тип электровоза	Тип вагонетки	Уклон пути i , ‰	Число вагонеток в составе z , шт	Насыпная плотность транспортируемого материала ρ , т/м ³
1	АМ8Д	ВГ1,3	5	20	1,8
2	АМ8Д	ВГ1,6	4	22	1,0
3	2АМ8Д	ВГ2,5	5	32	1,8
4	АРП14	ВГ2,5	5	28	1,8
5	АРП14	ВГ3,3	4	22	1,0
6	АРП28	ВГ3,3	5	32	1,8
7	7КР1У	ВГ1,1	4	18	1,8
8	10КР2	ВГ1,4	5	20	1,8
9	10КР2	ВГ2,5	5	18	1,0
10	10КР2	ВГ2,5	5	30	1,8
11	К10	ВГ2,5	4	18	1,0
12	К14	ВГ3,3	5	20	1,8

Примеры. Чему равна продолжительность движения на подъем поезда, состоящего из электровоза и порожних вагонеток, при следующих исходных данных (табл. 3.23).

Таблица 3.23.

Исходные данные

№ вар.	Тип электровоза	Тип вагонетки	Уклон пути i , ‰	Число вагонеток в составе z , шт	Длина откатки L , км
1	АМ8Д	ВГ1,3	5	22	4
2	АМ8Д	ВГ1,6	4	20	3,5
3	АМ8Д	ВГ2,5	4	18	3,2
4	АРП10	ВГ1,6	5	22	3,5
5	АРП14	ВГ2,5	5	24	2,8
6	2АМ8Д	ВГ2,5	4	30	3,0
7	АРП28	ВД3,3	5	36	3,6
8	7КР1У	ВГ1,3	4	18	2,6
9	10КР2	ВГ1,6	4	22	2,8
10	14КР2	ВГ2,5	5	30	2,4
11	К10	ВДК2,5	4	20	2,2
12	К14	ВД3,3	4	30	4,0

Примеры. Проверить на нагревание двигателя электровоза с составом z вагонеток при среднем уклоне пути $i_c=0,004$ и следующих исходных данных (табл. 3.24).

Исходные данные

№ вар	Тип электровоза	Тип вагонетки	Число вагонеток в составе, z, шт	Средневзвешенная расчетная длина откатки L_p , км	Насыпная плотность транспортируемого материала ρ , т/м ³	Продолжительность операций θ , мин.
1	АМ8Д	ВГ1,3	20	3,0	1,8	35
2	АМ8Д	ВГ1,6	22	3,2	1,0	35
3	2АМ8Д	ВГ2,5	30	3,6	1,8	35
4	АРП14	ВГ2,5	28	3,8	1,8	30
5	АРП14	ВГ3,3	22	4,0	1,0	30
6	АРП28	ВГ3,3	30	3,0	1,8	25
7	7КР1У	ВГ1,1	18	2,8	1,8	30
8	10КР2	ВГ1,4	20	2,6	1,8	30
9	10КР2	ВГ2,5	18	3,0	1,0	35
10	14КР2	ВГ2,5	30	3,2	1,8	35
11	К10	ВГ2,5	18	3,6	1,0	35
12	К14	ВГ3,3	20	4,0	1,8	25

3.3.6. Сила тяжести поезда по условиям сцепления и торможения

Сила тяжести состава по условию сцепления при трогании с места на прямолинейном участке:

- порожнего состава на подъем

$$Q_n = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_n^n + i_c + 110 \cdot a_{\min}} - 1 \right), \text{ кН}, \quad (3.97)$$

где w_n^n – основное удельное пусковое сопротивление движению порожних вагонеток, Н/кН;

i_c – спрямленный откаточный уклон, ‰;

$a_{\min} = 0,03 \text{ м/с}^2$ – минимальное ускорение поезда при трогании с места;

- груженого состава на спуске

$$Q_z = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_r^n - i_c + 110 \cdot a_{\min}} - 1 \right), \text{ кН}, \quad (3.98)$$

где w_r^n – основное удельное пусковое сопротивление движению груженых вагонеток, Н/кН;

Допустимая сила тяжести состава при трогании на кривой определяется по формулам:

- для порожнего состава

$$Q_n = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_n^n + w_{кр} + i_c + 110 \cdot a_{\min}} - 1 \right), \text{ кН}, \quad (3.99)$$

где $w_{кр}$ – дополнительное удельное сопротивление вагонетки от движения в кривой, Н/кН;

- для груженого состава

$$Q_z = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_n^n + w_{кр} - i_c + 110 \cdot a_{\min}} - 1 \right), \text{ кН}. \quad (3.100)$$

В тех случаях, когда используется расчетная схема, объединяющая несколько маршрутов, в формулах (3.97 – 3.100) следует вместо спрямленного уклона употреблять средневзвешенный уклон $i_{св}$.

Сила тяжести состава по условию сцепления колес с рельсами при установившемся движении находится по следующим зависимостям:

- на расчетном преобладающем прямолинейном подъеме

$$Q_n = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_n + i_p} - 1 \right), \text{ кН}, \quad (3.101)$$

где i_p – расчетный преобладающий уклон, ‰;

- на расчетном преобладающем прямолинейном уклоне

$$Q_z = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_z - i_p} - 1 \right), \text{ кН}; \quad (3.102)$$

Если число криволинейных участков пути на преобладающем уклоне велико, то формулы (3.101), (3.102) принимают вид

$$Q_n = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_n + w_{кр} + i_p} - 1 \right), \text{ кН}; \quad (3.103)$$

$$Q_z = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_z + w_{кр} - i_p} - 1 \right), \text{ кН}. \quad (3.104)$$

Для определения силы тяжести поезда по условию торможения рассматривается наиболее тяжелый случай – движение груженого состава под уклон.

Допустимая скорость движения груженого состава на прямолинейном участке расчетного преобладающего уклона рельсового пути:

$$V_{дон.з} = \sqrt{0,24 l_m (b_m + w_z - i_p)}, \text{ км/ч}, \quad (3.105)$$

где l_m – тормозной путь, устанавливаемый согласно ПБ, м;
 b_m – удельная тормозная сила, равная

$$b_m = \frac{1000 \cdot P \cdot \Psi + B_{дон}}{P + Q_z}, \text{ Н/кН}, \quad (3.106)$$

где $B_{дон}$ – дополнительная тормозная сила, создаваемая, например, магнитно-рельсовыми тормозами, Н.

Допустимая скорость при торможении на криволинейном участке расчетного преобладающего уклона

$$V_{дон.к} = \sqrt{0,24 \cdot l_m \cdot (b_m + w_z + w_{кр} - i_p)}, \text{ км/ч}; \quad (3.107)$$

Если скорость начала торможения V_n больше $V_{дон.з}$, то допустимую силу тяжести поезда уточняют по формулам

$$P + Q_z = \frac{1000 \cdot P \cdot \Psi + B_{дон}}{4,17 \cdot V_n^2 \cdot \frac{l_m}{l_m} - w_z + i_p}, \text{ кН}; \quad (3.108)$$

$$\text{или} \quad P + Q_z = \frac{1000 \cdot P \cdot \Psi + B_{дон}}{4,17 \cdot V_n^2 \cdot \frac{l_m}{l_m} - w_z - w_{кр} + i_p}, \text{ кН}. \quad (3.109)$$

Пример. Определить допустимый вес груженого состава Q_z вагонеток ВГ-1,6 ($w_z=9\text{Н/кН}$) по условию торможения электровозом АМ8Д ($V_{дт}=12\text{км/ч}$) на максимальном уклоне 0,005.

Ответ: $Q_r=762$ кН.

Решение. Тормозное замедление поезда определяется для нормативного пути торможения l_m равного 40 м:

$$j_m = V_{\text{дл}}^2 / (25,9 \cdot l_m) = 12^2 / 25,9 \cdot 40 = 0,14 \text{ м/с}^2.$$

Максимально допустимый вес груженого состава по условию торможения на уклоне электровозом АМ8Д, не оборудованном дополнительными тормозными устройствами, например магнитно-рельсовыми, составляет

$$Q_z = \frac{1000 \Psi \cdot P}{110 \cdot j_T - w_z + i_{\text{max}}} - P = \frac{1000 \cdot 80 \cdot 0,12}{110 \cdot 0,14 - 9 + 5} - 80 = 762 \text{ кН.}$$

Пример. Определить вес груженого состава Q_r при откатке вагонеток ВДК-2,5 ($G=23$ кН; $G_o=13,6$ кН; $w_z=8$ Н/кН; $w_n=9$ Н/кН;) электровозом 2АМ8Д ($V_{\text{дл}}=12$ км/ч; $J_{\text{дл}}=50$ А).

Средний уклон откаточных путей 0,004, минимальный уклон 0,003, максимальный 0,005.

Средневзвешенная длина откатки $L_p=4000$ м.

Продолжительность маневров в течение рейса $\theta=25$ мин.

Ответ. $Q_z=1165$ кН.

Решение. Удельное пусковое сопротивление движению груженых и порожних вагонеток соответственно равны

$$w_z^{\text{пуск}} = 1,5 \cdot w_z = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ Н/кН;}$$

$$w_n^{\text{пуск}} = 1,5 \cdot w_n = 1,5 \cdot 9 = 13,5 \text{ Н/кН.}$$

Полагая пусковое ускорение равным $0,05 \text{ м/с}^2$, определим максимально допустимый вес груженого состава по условию трогания на минимальном уклоне:

$$Q_z = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_z^{\text{пуск}} + 110 \cdot j - i_{\text{min}}} - 1 \right) = 160 \cdot \left(\frac{1000 \cdot 0,12}{12 - 3 + 110 \cdot 0,05} - 1 \right) = 1165 \text{ кН.}$$

Тормозное замедление поезда при нормативном тормозном пути, равном для грузовых составов 40м, определяется следующим образом:

$$j_m = V_{\text{дл}}^2 / (25,9 \cdot l_m) = 12^2 / 25,9 \cdot 40 = 0,14 \text{ м/с}^2.$$

Максимально допустимый вес груженого состава по условию торможения на уклоне

$$Q_z = \frac{1000 \Psi \cdot P_m + B_{\text{дон}}}{110 \cdot j_T - w_z + i_{\text{max}}} - P = \frac{1000 \cdot 160 \cdot 0,12}{110 \cdot 0,14 - 8 + 5} - 160 = 1388 \text{ кН.}$$

Ограничивающим в рассматриваемом примере является условие трогания, поскольку $1165 \text{ кН} < 1388 \text{ кН}$. Для дальнейших расчетов принимаем $Q_z = 1165 \text{ кН}$.

Максимально допустимый вес порожнего состава по условию трогания на подъеме:

$$Q_n = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_n^{\text{пуск}} + 110 \cdot j + i_{\text{max}}} - 1 \right) = 160 \cdot \left(\frac{1000 \cdot 0,12}{13,5 + 5 + 110 \cdot 0,05} - 1 \right) = 640 \text{ кН.}$$

Число вагонеток в груженом и порожнем составах находятся по формулам

$$z_z = Q_z / (G + G_o) = 1165 / (23 + 13,6) = 31 \text{ шт;}$$

$$z_n = Q_n / 1,1G_o = 640 / 1,1 \cdot 13,6 = 42 \text{ шт;}$$

Для дальнейших расчетов принимаем $z=31$ и уточняем вес порожнего состава:

$$Q_n = 1,1G_o \cdot z = 1,1 \cdot 13,6 \cdot 31 = 464 \text{ кН.}$$

Силы тяги электровоза, приходящиеся при движении груженого и порожнего состава на один электродвигатель:

$$F_z = \frac{1}{x} (P_z + Q_z) (w_z - i_c) = (1/4) \cdot (160 + 1165) (8 - 4) = 1325 \text{ Н,}$$

$$F_n = \frac{1}{x}(P_s + Q_n)(w_n + i_c) = (1/4) \cdot (160+464)(9+4) = 2028 \text{ Н.}$$

где x – число тяговых электродвигателей.

Скорости движения груженого и порожнего составов могут быть рассчитаны следующим образом:

$$V_z = a - bF_z + cF_z^2 - dF_z^3 = 15,4 - 7,46 \cdot 10^{-4} \cdot 1325 + 1,75 \cdot 10^{-8} \cdot 1325^2 - 0,15 \cdot 10^{-12} \cdot 1325^3 = 14,4 \text{ км/ч};$$

$$V_n = a - bF_n + cF_n^2 - dF_n^3 = 15,4 - 7,46 \cdot 10^{-4} \cdot 2028 + 1,75 \cdot 10^{-8} \cdot 2028^2 - 0,15 \cdot 10^{-12} \cdot 2028^3 = 14,2 \text{ км/ч.}$$

Конструктивная скорость электровоза 2АМ8Д приблизительно на 25% превышает скорость длительного режима и составляет 15 км/ч. Поскольку $V_{z(n)} < 15 \text{ км/ч}$, в дальнейших расчетах следует использовать полученные значения $V_{z(n)}$.

Токи двигателей при движении груженого и порожнего составов:

$$J_z = a_1 - b_1V_z + c_1V_z^2 - d_1V_z^3 = 325 - 57,1 \cdot 14,4 + 3,77 \cdot 14,4^2 - 0,083 \cdot 14,4^3 = 37 \text{ А};$$

$$J_n = a_1 - b_1V_n + c_1V_n^2 - d_1V_n^3 = 325 - 57,1 \cdot 14,2 + 3,77 \cdot 14,2^2 - 0,083 \cdot 14,2^3 = 37 \text{ А.}$$

Расчетные коэффициенты при определении $V_{z(n)}$, $J_{z(n)}$ приняты по /6/.

Продолжительность движения груженого и порожнего составов:

$$t_z = (60 \cdot L_p) / 0,75 \cdot V_z = (60 \cdot 4) / (0,75 \cdot 14,4) = 23 \text{ мин.}$$

$$t_n = (60 \cdot L_p) / 0,75 \cdot V_n = (60 \cdot 4) / (0,75 \cdot 14,2) = 23 \text{ мин.}$$

Время рейса определяется по формуле:

$$T_p = t_z + t_n + \theta = 23 + 23 + 25 = 71 \text{ мин.}$$

Эффективный ток двигателя равен:

$$J_{эф} = \alpha \sqrt{\frac{J_z^2 \cdot t_z + J_n^2 \cdot t_n}{T_p}} = 1,1 \sqrt{\frac{37^2 \cdot 23 + 37^2 \cdot 23}{71}} = 33 \text{ А.}$$

Поскольку неравенство $J_{эф} = 33 \text{ А} < J_{дл} = 50 \text{ А}$ выполняется, то результат проверки веса поезда по нагреву тяговых электродвигателей положительный. Окончательно принимаем $Q_z = 1165 \text{ кН}$. Ограничивающим условием в рассмотренном примере является условие сцепления при трогании груженого состава.

Определить допустимый вес груженого состава Q_z по условию торможения электровозом на максимальном уклоне пути 0,005 и коэффициенте сцепления $\Psi = 0,12$ (табл. 3.24).

Таблица 3.24.

Исходные данные

№ вар	Тип электровоза	Начальная скорость, принятая равной длительной $V_{дл}$, км/ч	Удельное сопротивление движению груженой вагонетки w_z , Н/кН
1	АМ8Д	12	9
2	АМ8Д	12	8
3	2АМ8Д	12	8
4	2АМ8Д	12	7
5	АРП10	13	9
6	АРП10	13	8
7	АРП14	13	8
8	АРП14	13	7
9	АРП28	13	7
10	АРП28	13	6
11	7КР1У	16,2	9
12	10КР2	16,2	9

3.3.7. Необходимое количество электровозов, аккумуляторных батарей, зарядных столов и вагонеточный парк

Число вагонеток в грузе и порожнем составе соответственно равны

$$z_n = Q_{n \min} / 1,1 \cdot G_o, \text{ шт}; \quad (3.110)$$

$$z_z = \frac{Q_z \min}{R_3 \cdot V \cdot \rho \cdot g + G_o}, \quad (3.111)$$

где $Q_{n \min}$, $Q_z \min$ – минимальные из определенных по формулам (3.97-3.104), (3,108-3,109) значения сил тяжести порожнего и грузевого составов, кН;

G_o – сила тяжести вагонетки, кН;

R_3 – коэффициент заполнения вагонетки, принимается для действующих шахт по результатам замеров и равным единице для проектируемых шахт;

V – вместимость вагонетки, м³;

ρ – плотность транспортируемого материала, т/м³;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Коэффициентом 1,1 в формуле (3.110) учитывается попутный транспорт вспомогательных грузов.

Числа вагонеток в грузе и порожнем составе для дальнейших расчетов принимаются равными. Величины Z_n , Z_z округляются до ближайшего меньшего целого и из двух значений выбирается меньшее Z_{\min} .

Силы тяжести грузевого и порожнего составов по принятому числу вагонеток рассчитываются по формулам

$$Q_z = Z_{\min} \cdot (R_3 \cdot g \cdot V \cdot \rho + G_o), \text{ кН}; \quad (3.112)$$

$$Q_n = 1,1 \cdot Z_{\min} \cdot G_o, \text{ кН}; \quad (3.113)$$

Инвентарное число электровозов рассчитывают по формуле

$$N_u = N_p + N_{рез}, \text{ шт}; \quad (3.114)$$

где N_p – число рабочих электровозов;

$N_{рез}$ – число резервных электровозов.

Число резервных электровозов принимают из условий: при $N_p \leq 3$ $N_{рез} = 0$; при $N_p = 4 \dots 6$; $N_{рез} = 1$; при $N_p = 7 \dots 12$; $N_{рез} = 2$; $N_p \geq 13$; $N_{рез} = 3 \dots 4$.

Число рабочих электровозов:

$$N_p = \tau_p / \tau, \text{ шт}; \quad (3.115)$$

где τ_p – полное число рейсов в смену;

τ – число возможных рейсов одного электровоза в течение смены.

Значение τ определяют по формуле

$$\tau = 60 \cdot T_o / T_p, \text{ шт}; \quad (3.116)$$

где T_o – чистое время работы электровозной откатки в смену, принимаемое на 0,5ч меньше продолжительности смены, ч.

Полное число рейсов в смену

$$\tau_p = \tau_{p.z.} + \tau_l, \text{ шт}; \quad (3.117)$$

где $\tau_{p.z.}$ – необходимое число рейсов для вывоза груза;

τ_l – необходимое число рейсов для перевозки людей.

$$\tau_{p.z.} = \frac{K_n \cdot A_{z.n.}}{z \cdot R_3 \cdot V \cdot \rho}, \quad (3.118)$$

где K_n – коэффициент неравномерности выдачи груза ($K_n = 1,5$ при отсутствии аккумуляторных емкостей, при наличии емкости K_n определяется расчетом, но принимается равным не менее 1,25);

$A_{z.n.}$ – сменный суммарный грузопоток участка, т/см.

Сменная производительность одного рабочего локомотива

$$A_{p.l} = L \cdot A_{z.n.} / N_p, \text{ т·км.} \quad (3.119)$$

Сменная производительность одного инвентарного локомотива

$$A_{u.l} = L \cdot A_{z.n.} / N_u, \text{ т·км.} \quad (3.120)$$

Если электровозы закреплены за погрузочными пунктами, то расчетное число электровозов первоначально округляют до ближайшего числа и полученные результаты суммируют.

Численность вагонеточного парка рассчитывается по формуле:

$$Z_p = K_{рем} \left[\sum_{i=1}^P Z_{1i} (K_{Mi} + N_{PMi}) + K_0 \cdot Z_1 + \sum_{j=1}^E Z_{2j} (K_{Yj} + N_{PYj} + K_{on}) + Z_3 f_1 + Z_4 f_2 \right] \times (1 + K_{неp}) + \Pi_n; \quad (3.121)$$

- где $K_{рем}$ – коэффициент, учитывающий вагонетки, находящиеся в ремонте;
 P – количество погрузочных пунктов на магистральных выработках;
 Z_{1i} – количество вагонеток в составе поезда магистрального транспорта i -го маршрута;
 $K_M = 1...2$ – коэффициент, учитывающий количество составов на i -м погрузочном пункте магистральной выработки, шт;
 N_{PMi} – число составов, находящихся в движении по i -му маршруту магистральной выработки;
 K_0 – коэффициент, учитывающий число составов, находящихся в околоствольном дворе (при числе электровозов на горизонте околоствольного двора до 5 $K_0=2...4$; при 6 и более – $K_0=3...5$)
 Z_1 – число вагонеток в подвижном составе магистрального транспорта на горизонте околоствольного двора;
 E – число участковых выработок, находящихся в эксплуатации;
 Z_{2j} – число вагонеток в составе поезда участкового транспорта по j -му участку;
 K_{Yj} – число составов на погрузочном пункте j -той участковой выработки ($K_Y=2$);
 N_{PYj} – число составов, находящихся в движении по j -й участковой выработке;
 K_{on} – число составов, находящихся у опрокидывателей на участковой выработке ($K_0=0,5$);
 Z_3 – число вагонеток, перемещающихся по сборным участковым выработкам;
 f_1 – число сборных участковых выработок, находящихся в эксплуатации;
 Z_4 – число вагонеток, перемещающихся по вентиляционным выработкам;
 f_2 – число вентиляционных участковых выработок, находящихся в эксплуатации;
 $K_{неp}$ – коэффициент, учитывающий вагонетки, используемые для выдачи породы при перекреплении откаточных выработок ($K_{неp}=0,02...0,05$);
 Π_n – число вагонеток, используемых для вспомогательных транспортных операций в шахте и на поверхности.

Энергоемкость аккумуляторной батареи, потребная для работы электровоза в течении смены

$$A_6 = \frac{\alpha \cdot n \cdot U_p (J_z \cdot t_z + J_n \cdot t_n)}{6 \cdot 10^4} \cdot \tau, \text{ кВт·ч,} \quad (3.122)$$

- где α – коэффициент, учитывающий расход электроэнергии во время маневров и потери в реостатах;
 n – число электродвигателей электровоза;
 U_p – среднеразрядное напряжение батареи, В;
 J_z, J_n – установившийся ток двигателя во время движения электровоза с грузом и порожняком, А.

Потребное число рабочих батарей на один электровоз

$$m_{рб} = A_{\delta} / A', \quad (3.123)$$

где A' – энергоемкость одной батареи, кВт·ч.

Общее число батарей на один электровоз

$$m_o = m_{рб} + m'_{зар}, \text{ шт.}, \quad (3.124)$$

где $m'_{зар}$ – число батарей под зарядкой для одного электровоза, шт.

Общее число батарей

$$m = m_o \cdot N_p + m_p, \text{ шт.}, \quad (3.125)$$

где m_p – число резервных батарей, находящихся одновременно под зарядкой.

Инвентарное число батарей

$$m_{\delta.и.} = m + 2N_{рез}, \text{ шт.} \quad (3.126)$$

Инвентарное число зарядных столов

$$m_{з.с.и.} = m_{\delta.и.} \cdot N_p + P_{рем}, \text{ шт.}, \quad (3.127)$$

где $P_{рем}$ – дополнительное число зарядных столов для обмена и ремонта батарей (при $N_p=10$ электровозов $P_{рем}=2$; при более 10 электровозах $P_{рем}=4$).

Пример. Для условий предыдущей задачи определить, достаточна ли емкость аккумуляторной батареи 126ТЖН-450 для работы электровоза в течение смены.

Ответ. Емкость батареи достаточна.

Решение. Число возможных рейсов электровоза в течение смены:

$$\tau = 60 \cdot T_o / T_p = 60 \cdot 5,5 / 66 = 5.$$

Энергоемкость аккумуляторной батареи, необходимая для работы электровоза в течение смены:

$$A_{\delta} = \frac{\alpha \cdot n \cdot U_p (J_z \cdot t_z + J_n \cdot t_n)}{6 \cdot 10^4} \cdot \tau = \frac{1,15 \cdot 145 (64 \cdot 20 + 65 \cdot 21)}{6 \cdot 10^4} \cdot 5 = 36,8 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

Разрядная емкость батареи составляет

$$A' = 450 \cdot 145 / 1000 = 65,3 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

Поскольку $A_{\delta}=36,8 \text{ кВт} \cdot \text{ч} < A'=65,3 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$, то емкость батареи достаточна.

Пример. Чему равно инвентарное число электровозов, если сменная производительность $A_{см}=1600 \text{ т/см}$, продолжительность одного рейса $T_p=55 \text{ мин}$, число вагонеток в составе $z=20$, вес груза в вагонетке $G=20 \text{ кН}$, число людских рейсов в течение смены $\tau_l=2$, коэффициент неравномерности выдачи груза $K_n=1,3$.

Ответ. $N_u=11$.

Решение. Необходимое число рейсов для вывоза груза:

$$\tau_{р.г.} = \frac{g \cdot K_n \cdot A_{с.н.}}{z \cdot G} = \frac{1,3 \cdot 1600 \cdot 9,8}{20 \cdot 20} = 51;$$

Полное число рейсов в смену:

$$\tau_p = \tau_{р.г.} + \tau_l = 51 + 2 = 53;$$

Число возможных рейсов электровоза в течение смены:

$$\tau = 60 \cdot T_o / T_p = 60 \cdot 5,5 / 55 = 6.$$

Число рабочих электровозов:

$$N_p = \tau_p / \tau = 51 / 6 = 9.$$

При $N_p = 9$ принимаем число резервных электровозов равным $N_{рез}=2$.

Инвентарное число электровозов:

$$N_u = N_p + N_{рез} = 9 + 2 = 11.$$

3.3.8. Расчет преобразовательной подстанции

Рабочая мощность тяговой подстанции при откатке контактными электровозами равна

$$P = K_o \cdot U \cdot J_{cp} \cdot N \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}; \quad (3.128)$$

где J_{cp} – средний поездной ток, который приближенно можно считать равным длительному току, А;

U – напряжение на шинах тяговой подстанции, В;

N – число рабочих электровозов, получающих питание от тяговой подстанции;

K_o – коэффициент одновременности нахождения электровозов под током, значение которого приведено ниже.

N 1-2 3-4 5-7 8-12 12 и более

K_o 1 0,8 0,7 0,6 0,5

Средний поездной ток:

$$J_{cp} = \frac{J_n T_n + J_z T_z}{T_n + T_z}, \text{ А}. \quad (3.129)$$

Число агрегатов, установленных на тяговой подстанции, определяют по формуле:

$$X = P/P_a + 1, \text{ шт.}, \quad (3.130)$$

где P_a – расчетная мощность одного преобразовательного агрегата, кВт.

Принятая преобразовательная установка проверяется по перегрузочной способности

$$K_n \cdot J_{cp} \leq K_{н.у.} \cdot J_{ном}, \text{ А}, \quad (3.131)$$

где $K_{н.у.}$ – допустимый коэффициент перегрузки преобразовательной установки;

K_n – коэффициент перегрузки преобразовательной установки, зависимость значения которого от числа работающих электровозов N_p , обслуживаемых тяговой подстанцией, приведена ниже

N_p 1 2 3 4 5 6 и более

K_n 1,6 1,5 1,4 1,3 1,25 1,2

Пример. Определить рабочую мощность тяговой подстанции при откатке контактными электровозами К10. Время движения груженого состава $t_z=21$ мин, время движения порожнего состава $t_n=23$ мин, токи двигателя при движении груженого и порожнего составов соответственно равны: $J_z=53$ А; $J_n=54$ А. Напряжение на шинах тяговой подстанции $U=275$ В, число рабочих электровозов, получающих питание от подстанции, $N=5$.

Ответ: $P=52$ кВт.

Решение. Средний поездной ток:

$$J_{cp} = \frac{J_n T_n + J_z T_z}{T_n + T_z} = \frac{53 \cdot 21 + 54 \cdot 23}{21 + 23} = 54 \text{ А}.$$

Рабочая мощность тяговой подстанции:

$$P = K_o \cdot U \cdot J_{cp} \cdot N \cdot 10^{-3} = 0,7 \cdot 275 \cdot 54 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 52 \text{ кВт}.$$

Пример. Выполнить технологический расчет локомотивной откатки для следующих исходных данных: тип электровоза – АРП10, тип вагонетки – ВД-3,3 ($w_z=7$ Н/кН; $w_n=9$ Н/кН; $G=30$ кН; $G_o=16,6$ кН), сменная производительность $A_{cm}=1600$ т/см, средневзвешенная длина откатки $L_p=3,5$ км, удельные сопротивления уклонов:

$$i_{max}=5\text{Н/кН}; i_{min}=3\text{Н/кН}; i_c=4\text{Н/кН}.$$

Решение. Максимально допустимый вес порожнего состава по условию сцепления при трогании на подъеме:

$$Q_n = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_n^{\text{пуск}} + 110 \cdot j + i_{\text{max}}} - 1 \right) = 100 \cdot \left(\frac{1000 \cdot 0,12}{13,5 + 5 + 110 \cdot 0,05} - 1 \right) = 400 \text{ кН}$$

Максимально допустимый вес груженого состава по условию сцепления при трогании на минимальном уклоне:

$$Q_z = P \left(\frac{1000 \Psi}{w_z^{\text{пуск}} + 110 \cdot j - i_{\text{min}}} - 1 \right) = 100 \cdot \left(\frac{1000 \cdot 0,12}{10,5 - 3 + 110 \cdot 0,05} - 1 \right) = 823 \text{ кН}$$

Выше было принято, что удельное пусковое сопротивление движению вагонеток в 1,5 раза превосходят соответствующие значения основных удельных сопротивлений w_n и w_z .

Тормозное замедление поезда при скорости начала торможения равной длительной скорости и нормативном пути 40м:

$$j_m = V_{\text{дн}}^2 / (25,9 \cdot l_m) = 13,0^2 / 25,9 \cdot 40 = 0,16 \text{ м/с}^2.$$

Максимально допустимый вес груженого поезда по условию торможения на максимальном уклоне:

$$Q_z = \frac{1000 \Psi \cdot P_m + B_{\text{дон}}}{110 \cdot j_{\text{T}} - w_z + i_{\text{max}}} - P = \frac{1000 \cdot 100 \cdot 0,12 + 0}{110 \cdot 0,16 - 7 + 5} - 100 = 669 \text{ кН}$$

В рассматриваемом примере вес груженого состава ограничивает условие торможения. Для дальнейших расчетов принимаем $Q_z = 669 \text{ кН}$.

Числа вагонеток в груженом и порожнем составах:

$$z_z = Q_z / (G + G_o) = 669 / (30 + 16,6) = 14 \text{ шт};$$

$$z_n = Q_n / 1,1G_o = 400 / 1,1 \cdot 16,6 = 21 \text{ шт};$$

Принимаем $z = 14$ и уточняем вес составов:

$$Q_z = z \cdot (G + G_o) = 14(30 + 16,6) = 652 \text{ кН};$$

$$Q_n = 1,1G_o \cdot z = 1,1 \cdot 16,6 \cdot 14 = 256 \text{ кН}.$$

Силы тяги, приходящиеся на один электродвигатель, в установившемся режиме при движении груженого и порожнего составов соответственно равны

$$F_z = \frac{1}{x} (P_z + Q_z)(w_z - i_c) = (1/2) \cdot (100 + 652)(7 - 4) = 1128 \text{ Н},$$

$$F_n = \frac{1}{x} (P_n + Q_n)(w_n + i_c) = (1/2) \cdot (100 + 256)(9 + 4) = 2314 \text{ Н}.$$

Скорости движения поезда в грузовом и порожняковом направлениях:

$$V_z = a - bF_z + cF_z^2 - dF_z^3 = 13,9 - 11,3 \cdot 10^{-4} \cdot 1128 + 4,5 \cdot 10^{-8} \cdot 1128^2 - 0,7 \cdot 10^{-12} \cdot 1128^3 = 12,7 \text{ км/ч};$$

$$V_n = a - bF_n + cF_n^2 - dF_n^3 = 13,9 - 11,3 \cdot 10^{-4} \cdot 2314 + 4,5 \cdot 10^{-8} \cdot 2314^2 - 0,7 \cdot 10^{-12} \cdot 2314^3 = 11,5 \text{ км/ч}.$$

Токи двигателя при движении электровоза с груженым и порожним составами:

$$J_z = a_1 - b_1V_z + c_1V_z^2 - d_1V_z^3 = 340,1 - 57,1 \cdot 12,7 + 3,8 \cdot 12,7^2 - 0,08 \cdot 12,7^3 = 64 \text{ А};$$

$$J_n = a_1 - b_1V_n + c_1V_n^2 - d_1V_n^3 = 340,1 - 57,1 \cdot 11,5 + 3,8 \cdot 11,5^2 - 0,08 \cdot 11,5^3 = 64 \text{ А}.$$

Продолжительность движения груженого и порожнего составов:

$$t_z = (60 \cdot L_p) / 0,75 \cdot V_z = (60 \cdot 3,5) / (0,75 \cdot 12,7) = 22 \text{ мин}.$$

$$t_n = (60 \cdot L_p) / 0,75 \cdot V_n = (60 \cdot 3,5) / (0,75 \cdot 11,5) = 24 \text{ мин}.$$

Время рейса:

$$T_p = t_z + t_n + \theta = 22 + 24 + 25 = 71 \text{ мин}.$$

Эффективный ток двигателя равен:

$$J_{эф} = \alpha \sqrt{\frac{J_z^2 \cdot t_z + J_n^2 \cdot t_n}{T_p}} = 1,15 \sqrt{\frac{64^2 \cdot 24 + 64^2 \cdot 22}{71}} = 59 \text{ А.}$$

что меньше длительного тока $J_{дл}=60\text{А}$. Следовательно, двигатели удовлетворяют условиям нагревания.

Число рейсов электровозов, необходимое для вывоза груза:

$$\tau_{p.z.} = \frac{K_n \cdot A_{z.n.}}{z \cdot R_3 \cdot V \cdot \rho} = \frac{1,3 \cdot 1600 \cdot 9,8}{14 \cdot 30} = 49 .$$

Полное число рейсов в смену:

$$\tau_p = \tau_{p.z.} + \tau_n = 49 + 2 = 51.$$

Число возможных рейсов одного электровоза в течение смены:

$$\tau = 60 \cdot T_o / T_p = 60 \cdot 5,5 / 71 = 4.$$

Число рабочих электровозов:

$$N_p = \tau_p / \tau = 51 / 4 = 13.$$

Инвентарное число электровозов:

$$N_u = N_p + N_{рез} = 13 + 4 = 17.$$

Энергоемкость аккумуляторной батареи, потребная для работы электровоза в течение смены:

$$A_{б} = \frac{\alpha \cdot n \cdot U_p (J_z \cdot t_z + J_n \cdot t_n)}{6 \cdot 10^4} \cdot \tau = \frac{1,15 \cdot 128 (64 \cdot 24 + 64 \cdot 22)}{6 \cdot 10^4} \cdot 4 = 28,3 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$$

Потребное число рабочих батарей типа 112ТЖН450 на один электровоз:

$$m_{pб} = A_{б} / A' = 28,3 / 49,5 = 1.$$

Общее число батарей на один электровоз:

$$m_o = m_{pб} + m'_{зар} = 1 + 1 = 2.$$

Общее число батарей

$$m = m_o \cdot N_p + m_p = 2 \cdot 13 + 4 = 30.$$

Инвентарное число батарей

$$m_{б.и.} = m + 2N_{рез} = 30 + 2 \cdot 4 = 38.$$

Инвентарное число зарядных столов

$$m_{з.с.и.} = m_{б.и.} - N_p + P_{рем} = 38 - 13 + 4 = 29.$$

Задачи.

Произвести технологический расчет электровозной откатки на уровне оклоствольного двора при следующих исходных данных: где $A_{сут.i}$ – суточный грузопоток на i -м участке, т/сут; L_i – длина транспортирования на i -м участке, м /6,7,8/. (табл. 3.25).

Таблица 3.25.

Исходные данные

№ вар	Суточный грузопоток				Длина транспортирования				Категории шахт по газу
	Западное крыло шахты		Восточное крыло шахты		Западное крыло шахты		Восточное крыло шахты		
	Асут1	Асут2	Асут3	Асут4	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	800	1000	1300	700	2,0	2,5	2,5	2,5	I
2	700	1200	1100	1500	2,4	2,4	3,0	3,0	I
3	1300	20	650	700	2,4	2,4	2,8	2,8	II
4	1100	1200	840	620	3,2	3,0	2,5	2,5	I
5	910	780	1200	1100	3,5	3,5	3,0	3,0	III
6	1200	920	850	640	2,8	3,0	2,5	2,5	сверхкатегорийная

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
7	1200	1000	1300	1300	3,0	3,0	2,9	2,9	I
8	1500	–	1400	850	3,0	–	2,9	2,9	I
9	820	910	1240	1000	2,5	2,5	3,1	3,0	III
10	980	1100	1300	1300	3,4	3,4	2,5	2,5	III
11	1210	1200	1500	–	3,2	3,0	3,0	–	II
12	750	810	1400	1350	3,3	3,3	2,8	2,8	III
13	980	1300	1200	1200	3,6	3,5	2,4	2,4	сверхкате- горийная
14	1400	1400	840	620	2,5	2,5	3,0	3,0	I
15	1350	1280	1100	1100	3,5	3,5	2,5	2,5	I
16	650	800	1200	1200	3,0	3,1	3,0	3,0	III
17	750	850	1300	1300	2,9	2,9	2,6	2,6	III
18	1500	1200	820	–	3,1	3,0	3,0	–	I
19	640	810	1520	1500	2,8	2,8	2,6	2,6	III
20	1150	1200	1300	–	3,1	3,0	3,0	–	сверхкате- горийная
21	660	860	1440	1350	2,8	2,8	3,1	3,0	III
22	1280	1300	1100	900	3,3	3,0	3,0	3,0	III
23	520	600	1200	900	3,6	3,6	2,5	2,5	II
24	970	850	1400	1380	2,4	2,5	2,5	2,5	I
25	720	810	1350	1500	3,0	3,0	3,0	3,0	не газовая
26	1350	–	1240	1100	3,1	3,1	2,8	2,8	I
27	650	810	1300	1200	3,4	3,4	2,0	2,0	III
28	1450	1240	990	1000	2,6	2,6	3,2	3,2	сверхкате- горийная
29	1240	1100	1200	1200	3,0	3,0	2,9	2,9	II
30	810	1000	1300	700	2,4	3,1	3,0	3,0	III
31	500	900	–	1000	2,7	2,1	–	1,6	сверхкате- горная
32	1500	–	2000	750	1,8	–	1,4	3,0	III
33	800	800	1400	1100	2,4	1,7	1,9	2,2	I
34	1000	600	850	1200	1,4	1,8	2,0	1,7	III
35	550	700	900	400	1,8	2,3	2,7	2,1	сверхкате- горийная
36	1150	300	2000	600	2,6	2,4	2,0	1,8	I
37	1200	900	1400	–	1,3	1,0	1,6	–	III
38	–	900	600	1700	–	2,8	3,2	2,6	сверхкате- горийная
39	700	1100	850	600	3,3	1,4	3,2	2,4	I
40	800	1200	700	1200	2,4	1,3	2,6	2,1	сверхкате- горийная
41	300	500	400	650	1,4	1,2	1,0	1,2	I
42	600	200	300	450	2,4	2,6	2,0	2,8	III
43	1350	2050	800	–	1,2	1,0	2,3	–	сверхкате- горийная
44	500	700	300	200	2,4	3,3	2,1	1,2	– " –
45	900	2200	1800	–	1,3	1,0	1,2	–	I
46	200	500	1000	1300	2,8	2,2	1,3	1,1	III
47	800	1300	1200	700	1,2	1,1	1,6	1,4	I
48	2200	1800	–	–	1,4	1,8	–	–	III
49	1600	400	–	2000	1,3	1,9	–	1,1	I
50	300	400	200	2500	3,3	3,0	1,8	2,1	сверхкате- горийная

При номере варианта от 51 до 99 из полученного значения вычесть "50".
Для вариантов 1 ÷ 50 транспортируется грузовой уголь.
Для вариантов 51 ÷ 99 – порода.

Порядок расчета.

1. С учетом пылегазового режима и требованиями ПБ выбрать тип и сцепной вес электровоза.
2. Выбрать тип вагонетки и ее грузоподъемность. Выписать ее основные параметры.
3. Определить допустимую массу состава для наиболее тяжелых режимов работы электровоза:
4. Для получения значений массы состава определить число вагонеток в составе (дробные значения округлить до меньшего целого), принять к дальнейшему расчету минимальное значение и уточнить массу груженого и порожнего составов.
5. Проверить тяговые двигатели на нагрев.
6. проверить принятое число вагонеток в составе по емкости аккумуляторной батареи.
7. Определить потребное число электровозов.
8. Принять число резервных электровозов.
9. Определить мощность трансформатора зарядной камеры (тяговой подстанции) и выбрать ее тип.
10. Определить удельный расход электроэнергии на откатку.

4. КАНАТНЫЙ ТРАНСПОРТ

4.1. Схемы путевого развития и организация движения при откатке по наклонным выработкам

Откатка в вагонетках по наклонным выработкам производится одним канатом (одноконцевая откатка), реже, вследствие значительно большей сложности, двумя канатами (двухконцевая откатка).

Схемы откаток концевыми канатами приведены на рис. 4.1.

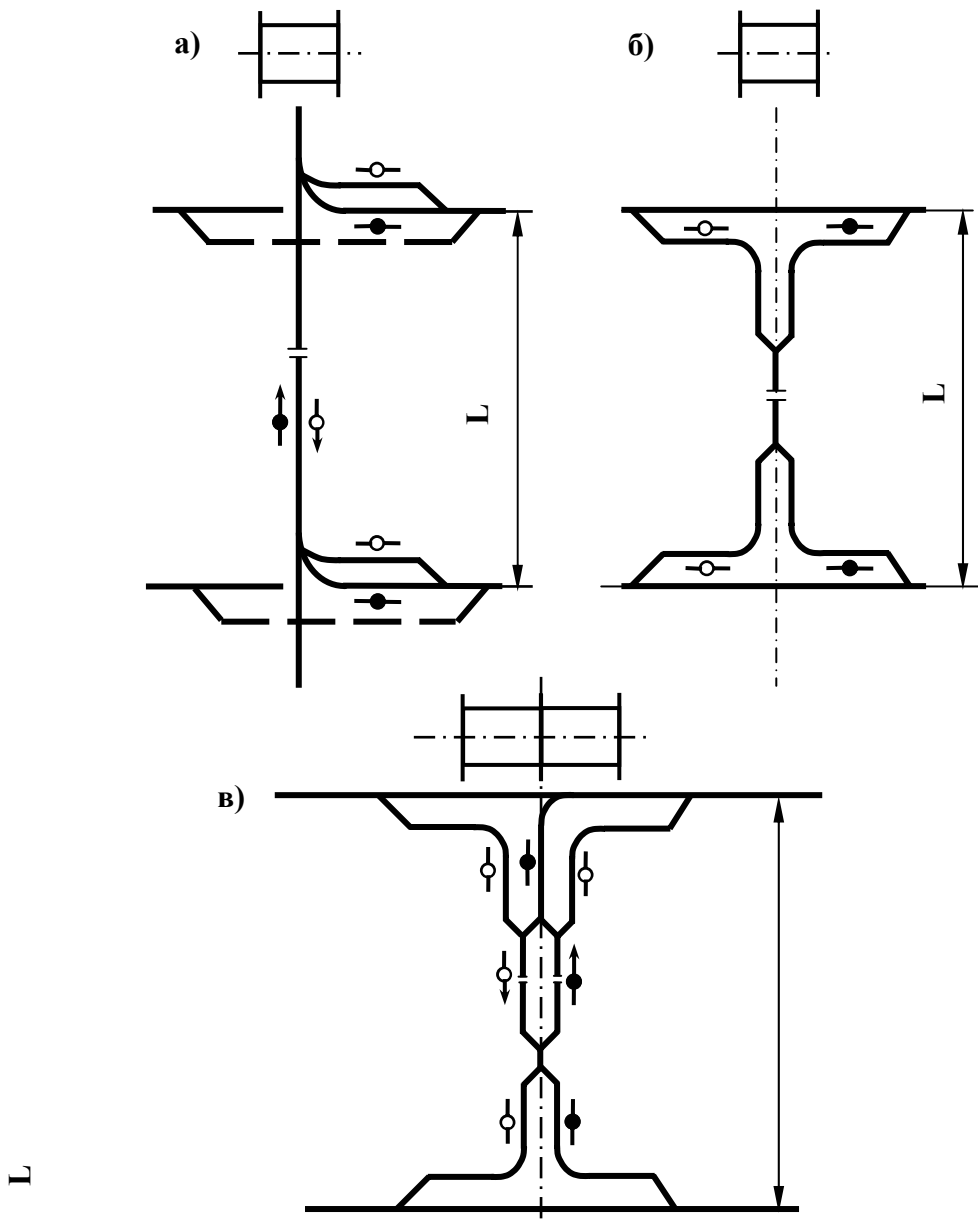


Рис. 4.1. Схема канатных откаток по наклонным путям:
а – одноконцевая по уклону с наклонными заездами;
б – одноконцевая по уклону с горизонтальными заездами;
в – двухконцевая по уклону

4.2. Производительность и число вагонеток в составе

Производительность при откатке концевыми канатами определяется по формуле

$$Q_p = 3,6 \cdot G \cdot z / T_{ц}, \text{ т/ч} \quad (4.1)$$

где G – масса груза в вагонетке, кг;
 z – число вагонеток в составе, шт.;
 $T_{ц}$ – продолжительность цикла откатки, с.

Продолжительность цикла складывается из продолжительности движения груженого и порожнего составов $T_{дв}$ и продолжительности пауз t_n в конечных пунктах откатки, т.е.

$$T_{ц} = T_{дв} + t_n, \text{ с;} \quad (4.2)$$

Продолжительность движения зависит от длины откатки (расстояния между горизонтами), вида откатки и типа заездов.

При откатке одним концевым канатом по выработкам с наклонными заездами (рис. 4.1.а) продолжительность движения

$$T_{дв} = \frac{2L}{V_{cp}} + \frac{2l'_{kp}}{V_{cp} \cdot c} + \frac{2l''_{kp}}{V_{cp} \cdot c} + \frac{4l_0 z}{V_{cp} \cdot c}, \text{ с}, \quad (4.3)$$

где L – длина откатки, м;
 l'_{kp}, l''_{kp} – длина пути криволинейных участков и стрелочных переводов верхнего и нижнего заездов соответственно, м;
 V_{cp} – средняя скорость движения, принимаемая равной
 $V_{cp} = (0,8 \div 0,9) V$, м/с,
 где V – номинальная (паспортная) скорость движения каната в соответствии с характеристикой подъемной машины. Следует иметь в виду, что при $L \leq 300$ м $V \leq 3$ м/с; при $L > 300$ м $V \leq 5$ м/с;
 $c = 0,3 \div 0,5$ – коэффициент, учитывающий снижение скорости движения составов по заездам и на участке переподъема;
 l_0 – длина одной вагонетки с растянутыми сцепками, м.

При выполнении расчетов, если размеры приемно-отправительных площадок неизвестны, можно ориентировочно принимать

$$l'_{kp} = l''_{kp} = l_{kp} = 30 \div 70 \text{ м},$$

тогда

$$Q_p = \frac{3,6 \cdot G \cdot z}{\frac{2L}{V_{cp}} + \frac{4l_{kp}}{V_{cp} \cdot c} + \frac{4l_0 z}{V_{cp} \cdot c} + t_n}, \text{ т/ч}. \quad (4.4)$$

Время пауз может быть принято

$$t_n = 2 \cdot 45 = 90 \text{ с}$$

При заданной производительности потребное число вагонеток в составе для откатки с наклонными заездами

$$z = \frac{\frac{2L}{V_{cp}} + \frac{4l_{kp}}{V_{cp} \cdot c} + t_n}{\frac{3,6G}{Q_p} - \frac{4l_0 z}{V_{cp} \cdot c}}, \text{ ваг;} \quad (4.5)$$

Пример. Определить производительность откатки одним концевым канатом по наклонной выработке с наклонными заездами при $L=250$ м; $z=5$; $G=2000$ кг; $l_{kp}=30$ м; $V=3$ м/с. Тип вагонетки – ВГ-2,5.

Решение. Производительность откатки в заданных условиях согласно формуле (4.4)

$$Q_p = \frac{3,6 \cdot 2000 \cdot 5}{\frac{2 \cdot 250}{2,4} + \frac{4 \cdot 30}{2,4 \cdot 0,5} + \frac{4 \cdot 3,15 \cdot 5}{2,4 \cdot 0,5} + 90} \cong 89 \text{ м / ч},$$

где $V_{cp} = 0,8V = 0,8 \cdot 3 = 2,4 \text{ м/с}$, $l_0 = 3,15 \text{ м}$, $c = 0,5$; $t_n = 90 \text{ с}$.

При откатке по наклонной выработке с горизонтальными заездами (рис.4.1.б) ввиду того, что $l_{kp} = 0$, продолжительность движения

$$T_{\partial \text{в}} = \frac{2L}{V_{cp}}, \text{ с} \quad (4.6)$$

При этом производительность откатки

$$Q_p = \frac{3,6 \cdot G \cdot z}{\frac{2L}{V_{cp}} + t_n}, \text{ т/ч} \quad (4.7)$$

Время пауз может быть принято равным $t_n = 2 \cdot 25 = 50 \text{ с}$, а необходимое число вагонеток в составе

$$z = \frac{\left(\frac{2L}{V_{cp}} + t_n \right) \cdot Q_p}{3,6 \cdot G}, \text{ ваг} \quad (4.8)$$

Пример. Используя данные предыдущей задачи, определить производительность откатки одним концевым канатом, если заезды горизонтальные.

Решение. Согласно формуле (4.7) производительность откатки для этих условий

$$Q_p = \frac{3,6 \cdot 2000 \cdot 5}{\frac{2 \cdot 250}{2,4} + 50} = 140 \text{ м / ч},$$

$t_n = 50 \text{ с}$.

При откатке двумя концевыми канатами (рис.4.1.в), учитывая, что груженный и порожний составы перемещаются одновременно,

$$T_{\partial \text{в}} = L / V_{cp}, \text{ с}. \quad (4.9)$$

Производительность откатки

$$Q_p = \frac{3,6 \cdot G \cdot z}{\frac{L}{V_{cp}} + t_n}, \text{ т/ч}, \quad (4.10)$$

где время пауз

$$t_n = 30 \div 40 \text{ с}.$$

Число вагонеток в составе

$$z = \frac{\left(\frac{L}{V_{cp}} + t_n \right) Q_p}{3,6 \cdot G}, \quad (4.11)$$

Пример. Сможет ли откатка двумя концевыми канатами обеспечить производительность $Q = 200 \text{ т/ч}$, если длина откатки $L = 350 \text{ м}$, грузоподъемность вагонетки $G = 2000 \text{ кг}$, число вагонеток в составе $z = 4$ и скорость движения $V = 3,5 \text{ м/с}$?

Решение. Производительность откатки двумя концевыми канатами равна (4.10).

$$Q_p = \frac{3,6 \cdot 2000 \cdot 4}{\frac{350}{2,8} + 40} = 206 \text{ м / ч.}$$

где $V_{cp}=0,8 \cdot V=0,8 \cdot 3,5=2,8 \text{ м/с}$, $t_n=40 \text{ с}$.

Для всех видов концевых откаток число вагонеток в составе, полученное по условию обеспечения производительности, не должно быть больше числа вагонеток, допустимого по условию прочности сцепок, которое находится как

$$z_{\max} \leq \frac{F_{cy}}{(G_0 + G) \cdot (\sin \beta_{\max} + w'_{cp} \cos \beta_{\max})}, \text{ ваг,} \quad (4.12)$$

где $F_{cy}=60 \text{ кН}$ – допустимая нагрузка на сцепку;

G_0 – вес порожней вагонетки, кН (табл.4.1);

β_{\max} – максимальный угол наклона рельсового пути, град;

w'_{cp} – коэффициент сопротивления движению нагруженных вагонеток (табл.4.2).

Согласно ПБ окончательное число вагонеток в составе $z \leq 15$ для вагонеток длиной $l_0 < 2800 \text{ мм}$ и $z \leq 10$ – вагонеток $l_0 \geq 2800 \text{ мм}$.

Пример. Определить потребное число вагонеток в составе при грузовой откатке одним концевым канатом по капитальному уклону длиной $L=500 \text{ м}$, пройденному под углом $\beta=12^\circ$ и оборудованному наклонными заездами. Производительность уклона $Q=90 \text{ т/ч}$, скорость движения состава $V=3,5 \text{ м/с}$, тип вагонетки – ВГ-3,3. Полученное число вагонеток проверить по прочности сцепок.

Таблица 4.1.

Техническая характеристика вагонеток с глухим кузовом

Параметры	Модели вагонеток							
	ВГ0,8	ВГ1,0	ВГ1,1	ВГ1,3	ВГ1,4	ВГ1,6	ВГ2,5 ^x	ВГ3,3 ^x
Емкость кузова, м ³	0,8	1,0	1,1	1,3	1,4	1,6	2,5	3,3
Колея, мм	600						900	
Жесткая база, мм	450	500	550	550	650	800	800	1100
Диаметр колеса по кругу катания, мм	300						350	
Тип сцепки	Универсальная вращающаяся						Автоматическая	
Высота оси сцепки от головки рельсов, мм	320						320 (365)	
Тяговое рабочее усилие сцепки, кН	60							
Основные размеры, мм:								
Длина	1400	1500	1800	2000	2400	2700	3150 (2800)	3850 (3450)
ширина кузова	800	850	850	880	850	850	1240	1320
высота от головки рельсов	1300	1300	1300	1300	1230	1200	1300	1300
Масса, кг	488	509	570	610	674	706	1153 (1140)	1290 (1270)

^x Размеры в скобках относятся к вагонеткам с универсальной вращающейся сцепкой

Значения коэффициента сопротивления движению состава вагонеток по наклонным выработкам угольных шахт (данные МакНИИ)

Полная масса одной вагонетки, т	Наибольшая скорость движения партии вагонеток					
	До 3,0 м/с			3,0...5,0 м/с		
	Число вагонеток в партии					
	1...5	6...9	10 и более	1...5	6...9	10 и более
не более 1,0	0,026	0,036	0,040	0,039	0,054	0,060
1,0...2,0	0,020	0,028	0,033	0,030	0,042	0,050
2,0...3,0	0,016	0,022	0,027	0,024	0,033	0,040
Более 3,0	0,015	0,020	0,024	0,022	0,030	0,030

Решение. Согласно выражению (4.5) требуемое по условию производительности число вагонеток в составе определяется как

$$z = \frac{\frac{2 \cdot 500}{3,5} + \frac{4 \cdot 30}{3,5 \cdot 0,5} + 90}{\frac{3,6 \cdot 3000}{90} - \frac{4 \cdot 3,85}{3,5 \cdot 0,5}} = 3,5 \text{ ваг.}$$

Принимаем $z=4$.

Число вагонеток, допустимое по прочности сцепок, определяется по формуле (4.12)

$$z_{\max} = \frac{60000}{(3000 + 1290) \cdot (\sin 12^\circ + 0,033 \cdot \cos 12^\circ) \cdot 9,8} = 6 \text{ ваг.},$$

где $F_{\text{сц}}=60\text{кН}$ – допустимое усилие на сцепку.

$w'_{\text{сп}}=0,033$ – коэффициент сопротивления движению состава вагонеток;

$\beta_{\max}=12^\circ$ – угол наклона рельсовых путей у приемно-отправительных площадок.

Таким образом, принятое число вагонеток в составе удовлетворяет условию обеспечения заданной производительности откатки и прочности сцепок вагонеток.

Пример. Определить число вагонеток в составе при откатке двумя концевыми канатами по уклону длиной $L=450\text{м}$, если производительность откатки $Q=120\text{т/ч}$, грузоподъемность вагонетки $G=2000\text{кг}$ при скорости $V=4,0\text{м/с}$.

Решение. Число вагонеток в составе в заданных условиях согласно формуле (4.11)

$$z = \frac{\left(\frac{450}{4 \cdot 0,8} + 40 \right) \cdot 120}{3,6 \cdot 2000} = 2 \text{ ваг.},$$

где $t_n = 40\text{с}$.

Пример. Используя данные предыдущей задачи, определить требуемое и допустимое число вагонеток z , полагая, что уклон оборудован откаткой одним концевым канатом с горизонтальными заездами.

Решение. Требуемое число вагонеток в составе по условию обеспечения заданной производительности определяется из выражения (4.8)

$$z = \frac{\left(\frac{2 \cdot 500}{3,5 \cdot 0,8} + 40 \right) \cdot 90}{3,6 \cdot 3000} = 2,8 \text{ ваг} .$$

Принимаем $z=3$.

Принятое число вагонеток в составе необходимо проверить по прочности сцепок (4.12).

$$z_{\max} = \frac{60000}{(3000 + 1290) \cdot (\sin 16^\circ + 0,033 \cdot \cos 16^\circ) \cdot 9,8} = 4,7 \text{ ваг}$$

где $\beta_{\max} = \beta + 4^\circ = 12 + 4 = 16^\circ$

Принятое число вагонеток в составе $z=3$ удовлетворяет условию прочности сцепок.

4.3. Расчет и выбор каната

Выбор каната для откаток концевыми канатами производится по массе 1м длины каната, значение которой определяется по наибольшему статическому усилию, действующему на канат, и максимальному допустимому усилию в канате:

$$q_k = \frac{z \cdot (G + G_o) \cdot (w'_{zp} \cdot \cos \beta_{\max} + \sin \beta_{\max}) \cdot g}{\frac{\sigma_{\text{сп}}}{m \cdot \gamma_o} - L \cdot (w'_k \cdot \cos \beta + \sin \beta) \cdot g}, \text{ кг/м} \quad (4.13)$$

где $\sigma_{\text{сп}} = (110 \div 180) \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ – предел прочности металла проволок каната на разрыв;
 m – статический запас прочности каната, равный 6,5 для грузовых откаток и 9,0 – для установок, предназначенных только для спуска и подъема людей;
 γ_o – "приведенная" плотность каната, принимаемая равной 8300...9000 кг/м³;
 w'_k – коэффициент сопротивления движению каната, принимаемый равным 0,15...0,30, если канат перемещается по роликам, или 0,50...0,60 – при волочении каната по почве выработки.

По предварительно определенной массе 1м каната (q_k) в соответствии с таблицами ГОСТов производится выбор каната с большей ближайшей погонной массой.

Пример. Рассчитать и выбрать канат для откатки одним концевым канатом по магистральному уклону длиной $L=500\text{м}$, оборудованному горизонтальными приемно-отправительными площадками. Производительность уклона $Q=110\text{т/ч}$, грузоподъемность вагонетки $G=3000\text{кг}$, тип вагонетки ВГ 3,3, угол наклона $\beta=12^\circ$, скорость движения $V=3,5\text{м/с}$.

Решение. Погонная масса каната для откатки, оборудованной горизонтальными приемно-отправительными площадками, по формуле (4.13).

$$q_k = \frac{4 \cdot (1290 + 3000) \cdot (0,022 \cdot \cos 16^\circ + \sin 16^\circ) \cdot 9,8}{\frac{170 \cdot 10^7}{6,5 \cdot 10^4} - 500 \cdot (0,3 \cdot \cos 12^\circ + \sin 12^\circ) \cdot 9,8} = 2,74 \text{ кг/м}$$

где

$$z = \frac{\left(\frac{2 \cdot 500}{3,5 \cdot 0,8} + 40 \right) \cdot 110}{3,6 \cdot 3000} = 4 \text{ ваг} .$$

Выбираем канат типа ЛК-06×19 ГОСТ 3077-69 (табл.4.3; 4.4).

Диаметр каната $d_k=28,0$ мм, разрывное усилие $F_p = 498500\text{Н}$, погонная масса $q_k=2,88\text{кг/м}$.

Таблица 4.3.

Техническая характеристика канатов (ГОСТ 3077-69)

Диаметр каната мм	Диаметр проволоки, мм			Расчетные		Временное сопротивление разрыва, Н/мм ² ·10 ⁷		
	центра- льной 6 проволок	1-го 54 проволки	2-го 54 проволки	Площадь сечения всех прово- лок, мм	Масса 1000м смазан- ного каната, кг	160	170	180
						Расчетное разрывное усилие, кН, не менее		
22	1,90	0,95	1,70	177,85	1745,0	284,50	302,00	320,00
23	2,0	1,00	1,80	198,67	1950,0	317,50	337,50	357,50
25	2,20	1,10	2,00	243,76	2390,0	390,00	414,00	438,50
28	2,40	1,20	2,20	293,48	2880,0	469,50	498,00	528,00
30,5	2,60	1,30	2,40	347,82	3410,0	556,50	591,00	626,00
32,5	2,80	1,40	2,60	406,76	3990,0	650,50	691,00	732,00
35,0	3,00	1,50	2,80	470,34	4610,0	752,50	799,50	846,50
(37)	3,20	1,60	2,90	513,49	5035,0	821,50	872,50	924,00
39	3,40	1,70	3,00	558,74	5476,0	893,50	949,50	1005,00

Таблица 4.4

Техническая характеристика канатов (ГОСТ 3078-69)

Диаметр каната мм	Диаметр проволоки, мм				Расчетные		Временное сопротивление разрыва, Н/мм ² ·10 ⁷		
	цент- раль- ной	1-го слоя	2-го слоя	3-го слоя	Площадь сечения всех проволок мм	Масса 1000м смазан- ного ка- ната, кг	160	170	180
							Расчетное разрывное усилие, кН, не менее		
22,0	0,75	0,70	0,95	1,60	179,66	1740,0	287,00	305,00	323,00
23,5	0,80	0,75	1,00	1,70	202,23	1956,0	323,00	343,50	364,00
25,0	0,85	0,80	1,10	1,80	231,20	2236,0	369,50	393,00	416,00
27,5	0,95	0,90	1,20	2,00	270,90	2710,0	447,50	475,50	503,50
30,5	1,05	1,00	1,30	2,20	341,18	3300,0	545,50	580,00	614,00
32,0	1,10	1,05	1,40	2,30	378,52	3661,0	605,50	643,00	681,00
35,5	1,20	1,15	1,50	2,60	468,76	4535,0	750,00	796,50	843,50
38,5	1,30	1,20	1,70	2,80	554,31	5361,0	886,50	942,00	997,50

Пример. Используя условие предыдущей задачи, рассчитать и выбрать канат, полагая, что уклон оборудован приемно-отправительными площадками с наклонными заездами.

Решение. Число вагонеток в составе, потребное для обеспечения заданной производительности, определяется из выражения (4.5)

$$z = \frac{\frac{2 \cdot 500}{3,5 \cdot 0,8} + \frac{4 \cdot 30}{3,5 \cdot 0,5 \cdot 0,8} + 90}{\frac{3,6 \cdot 3000}{110} - \frac{4 \cdot 3,85}{3,5 \cdot 0,5 \cdot 0,8}} = 4,5 \text{ ваг.}$$

Принимаем $z=5$ ваг в составе.

Тогда согласно (4.13)

$$q_k = \frac{5 \cdot (1290 + 3000) \cdot (0,022 \cdot \cos 12^\circ + \sin 12^\circ) \cdot 9,8}{\frac{170 \cdot 10^7}{6,5 \cdot 10^4} - 500 \cdot (0,3 \cdot \cos 12^\circ + \sin 12^\circ) \cdot 9,8} = 2,56 \text{ кг / м} .$$

Выбираем канат типа ТЛК-06×27 ГОСТ 3078-69. Диаметр каната $d_k=27,5\text{мм}$, разрывное усилие $F_p=475500\text{Н}$, погонная масса $q_k=2,71\text{кг/м}$.

4.4. Проверка возможности самокатного движения порожнего состава

Для спуска порожнего состава по наклонной выработке необходимо, чтобы движущее усилие состава было больше сопротивления движению каната, то есть

$$z \cdot G_o \cdot (\sin \beta - w'_{nop} \cdot \cos \beta) > q_k \cdot L \cdot (w'_k \cdot \cos \beta - \sin \beta), \quad (4.14)$$

При отрицательном значении правой части неравенства (4.14), т.е. при $\text{tg} \beta > w'_k$, обеспечивается самопроизвольное движение каната и, следовательно, проверки возможности спуска состава не требуется.

Пример. Используя условия и результаты решения предыдущей задачи проверить возможность спуска порожнего состава по уклону.

Решение. Условие спуска порожнего состава выражается неравенством (4.14).

В данном случае

$$\begin{aligned} 4 \cdot 1290 (\sin 12^\circ - 0,03 \cos 12^\circ) 9,8 &= 9500 \text{ Н}; \\ 2,74 \cdot 500 (0,3 \cos 12^\circ - \sin 12^\circ) 9,8 &= 3850 \text{ Н}; \\ 9500 &> 3850 \end{aligned}$$

Таким образом, спуск порожнего состава возможен.

4.5. Расчет мощности и выбор двигателя подъемной машины

Мощность двигателя для откатки канатами целесообразно определять методом нахождения среднеквадратичной мощности с последующей проверкой двигателя на перегрузку.

Среднеквадратичная (эффективная) мощность при откатке одним канатом может быть определена по формуле

$$N_3 = \alpha \cdot \sqrt{\frac{\uparrow N_{cp}^2 + \downarrow N_{cp}^2}{2}} \cdot \tau, \text{ кВт}, \quad (4.15)$$

где α – коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения двигателя в периоды выполнения маневров;

N_{cp} – средняя мощность в период подъема и спуска составов, кВт;

τ – относительная продолжительность движения.

$$\tau = T_{\text{дв}} / (T_{\text{дв}} + t_n); \quad (4.16)$$

при подъеме состава (двигательный режим работы)

$$\uparrow N_{cp} = \uparrow S_{cp} \cdot V / 1000 \cdot \eta; \text{ кВт}; \quad (4.17)$$

При спуске (генераторный режим)

$$\downarrow N_{cp} = \downarrow S_{cp} \cdot V \cdot \eta / 1000; \text{ кВт}; \quad (4.18)$$

где $\uparrow S_{cp}$, $\downarrow S_{cp}$ – среднее натяжение восходящей и нисходящей ветвей каната соответственно, Н;

$V=(1,05\div 1,06)\cdot V$ – скорость движения каната при генераторном режиме работы двигателя, м/с;

$\eta=0,85\div 0,95$ – к.п.д. редуктора подъемной машины.

Натяжение нисходящей и восходящей ветвей каната определяются:

для уклона

$$\begin{aligned} \uparrow S_{cp} = \uparrow S_{cp}^{zp} &= [z \cdot (G + G_o) \cdot (w'_{zp} \cdot \cos \beta + \sin \beta) + \\ &+ q_k \cdot (L/2) \cdot (w'_k \cdot \cos \beta + \sin \beta)] \cdot g, \text{ Н}; \end{aligned} \quad (4.19)$$

$$\begin{aligned} \downarrow S_{cp} = \downarrow S_{cp}^{nop} &= [z \cdot G_o \cdot (\sin \beta - w'_{nop} \cdot \cos \beta) + \\ &+ q_k \cdot (L/2) \cdot (\sin \beta - w'_k \cdot \cos \beta)] \cdot g, \text{ Н}; \end{aligned} \quad (4.20)$$

для бремсберга

$$\begin{aligned} \uparrow S_{cp} = \uparrow S_{cp}^{nop} &= [z \cdot G_o \cdot (\sin \beta + w'_{nop} \cdot \cos \beta) + \\ &+ q_k \cdot (L/2) \cdot (\sin \beta + w'_k \cdot \cos \beta)] \cdot g, \text{ Н}; \end{aligned} \quad (4.21)$$

$$\begin{aligned} \downarrow S_{cp} = \downarrow S_{cp}^{zp} &= [z \cdot (G + G_o) \cdot (\sin \beta - w'_{zp} \cdot \cos \beta) + \\ &+ q_k \cdot (L/2) \cdot (\sin \beta - w'_k \cdot \cos \beta)] \cdot g, \text{ Н}; \end{aligned} \quad (4.22)$$

При откатке 2-мя концевыми канатами

$$N_{\Sigma} = \alpha \cdot N_{cp} \cdot \sqrt{\tau}, \text{ кВт}; \quad (4.23)$$

где $N_{cp} = \frac{W_o^{cp} \cdot V}{1000 \cdot \eta}$, кВт - при двигательном режиме работы; (4.24)

$$N_{cp} = \frac{|W_o^{cp}| \cdot V \cdot \eta}{1000}, \text{ кВт - при генераторном режиме работы}; \quad (4.25)$$

$$W_o^{cp} = \uparrow S_{cp} - \downarrow S_{cp}; \text{ Н}. \quad (4.26)$$

- статическое окружное усилие на барабанах подъемной машины

Для всех видов концевых откаток выбор двигателя производится по установочной мощности:

$$N_{yct} = K_m \cdot N_{\Sigma}, \text{ кВт}, \quad (4.27)$$

где $K_m = 1,15\div 1,2$ – коэффициент запаса мощности.

Выбор двигателя проверяется на перегрузку по максимальной мощности:

при откатке одним концевым канатом

$$N_{\max} = \frac{S_{\max} \cdot V}{1000 \cdot \eta}; \text{ кВт}; \quad (4.28)$$

при откатке двумя концевыми канатами

$$N_{\max} = \frac{W_o^{\max} \cdot V}{1000 \cdot \eta}; \text{ кВт}; \quad (4.29)$$

где

$$\begin{aligned} S_{\max} &= [z \cdot (G + G_o) \cdot (w'_{zp} \cdot \cos \beta_{\max} + \sin \beta_{\max}) + q_k \cdot L \cdot (w'_k \cdot \cos \beta + \sin \beta)] \cdot g, \text{ Н}; \\ W_o^{\max} &= S_{\max} - S_{\min}. \end{aligned} \quad (4.30)$$

При этом

$$S_{\min} = \downarrow S_{\min}^{nop} = z \cdot G_o \cdot (\sin \beta - w'_{nop} \cdot \cos \beta) \cdot g, \text{ Н}. \quad (4.31)$$

Коэффициент перегрузки двигателя

$$\gamma = N_{\max} / N_{\text{дв}}, \quad (4.32)$$

где $N_{\text{дв}}$ – паспортная мощность двигателя, принятого к установке, кВт.

В соответствии с действующими электротехническими нормами коэффициент кратковременной перегрузки не должен превышать

$$\gamma = 1,6 \div 2,0.$$

Если полученное по расчету значение $\gamma > \gamma_{\text{дон}}$, то двигатель должен быть выбран из условий его допустимой перегрузки как

$$N = N_{\max} / \gamma_{\text{дон}}, \text{ кВт.} \quad (4.33)$$

Пример. Пользуясь условиями предыдущих задач определить установленную мощность двигателя малой подъемной машины для грузовой откатки одним концевым канатом по магистральному уклону, оборудованному приемно-отправительными площадками с наклонными заездами. Определить коэффициент перегрузки двигателя.

Решение. Среднее тяговое усилие на барабане подъемной машины:

а) при движении груженого состава (4.19)

$$\begin{aligned} \sqrt{S}_{\text{cp}} = \sqrt{S}_{\text{cp}}^{\text{сп}} &= [5 \cdot (1290 + 3000) \cdot (0,022 \cdot \cos 12^\circ + \sin 12^\circ) + \\ &+ 2,56 \cdot 500 / 2 \cdot (0,3 \cdot \cos 12^\circ + \sin 12^\circ)] \cdot 9,8 = 50800 \text{ Н;} \end{aligned}$$

б) при движении порожнего состава (4.20)

$$\begin{aligned} \sqrt{S}_{\text{cp}} &= [5 \cdot 1290 \cdot (\sin 12^\circ - 0,022 \cdot \cos 12^\circ) + \\ &+ 2,56 \cdot 500 / 2 \cdot (\sin 12^\circ - 0,3 \cdot \cos 12^\circ)] \cdot 9,8 = 13800 \text{ Н;} \end{aligned}$$

Потребляемая средняя мощность двигателя:

а) в период подъема состава (4.17)

$$\sqrt{N}_{\text{cp}} = 50800 \cdot 3,5 / 1000 \cdot 0,9 = 197,5 \text{ кВт;}$$

б) в период спуска состава (4.18)

$$\sqrt{N}_{\text{cp}} = \frac{13800 \cdot 1,05 \cdot 3,5 \cdot 0,9}{1000} = 45,6 \text{ кВт;}$$

Среднеквадратичная мощность $N_{\text{э}}$ определяется согласно выражению (4.15), где относительная продолжительность движения определяется по (4.16).

Время движения при этом определяется по (4.3) как

$$T_{\text{дв}} = \frac{2 \cdot 500}{3,5} + \frac{4 \cdot 30}{3,5 \cdot 0,5} + \frac{4 \cdot 3,85 \cdot 5}{3,5 \cdot 0,5} = 396 \text{ с.}$$

Тогда

$$\begin{aligned} \tau &= 396 / (396 + 90) = 0,815, \\ N_{\text{э}} &= 1,05 \cdot \sqrt{\frac{197,5^2 + 45,6^2}{2}} \cdot 0,815 = 157 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Установочная мощность (4.27) при коэффициенте запаса мощности $K_M = 1,15$ составит

$$N_{\text{уcm}} = K_M \cdot N_{\text{э}} = 1,15 \cdot 157 = 196 \text{ кВт.}$$

Если принять к установке двигатель с номинальной мощностью $N_{\text{дв}} = 200$ кВт, коэффициент перегрузки двигателя составит

$$\gamma = N_{\max} / N_{\text{дв}},$$

где

$$N_{\max} = \frac{S_{\max} \cdot V}{1000 \cdot \eta}; \text{ кВт.}$$

При этом

$$\begin{aligned} S_{\max} &= [5 \cdot (1290 + 3000) \cdot (0,22 \cdot \cos 12^\circ + \sin 12^\circ) + \\ &+ 2,56 \cdot 500 \cdot (0,3 \cdot \cos 12^\circ + \sin 12^\circ)] \cdot 9,8 = 54000 \text{ Н;} \end{aligned}$$

Тогда

$$N_{\max} = 54000 \cdot 3,5 / 1000 \cdot 0,9 = 236 \text{ кВт};$$

$$\gamma = 236 / 200 = 1,18;$$

что удовлетворяет нормам, согласно которым коэффициент перегрузки должен быть не более 1,6...2,0.

4.6. Определение параметров подъемной машины и ее выбор

Для всех видов откаток концевыми канатами соотношение между диаметром барабана подъемной машины (D_{δ}) и диаметром каната (d_k) должно быть

$$D_{\delta} \geq 60 d_k, \text{ мм}, \quad (4.34)$$

а минимальная ширина барабана (B_{δ}) должна соответствовать длине наматываемого каната.

$$B_{\delta} = \left(\frac{L + l_{\text{зан}}}{\pi \cdot D_{\delta}} + n_{mp} + 2 \cdot n_c - 1 \right) \cdot \frac{d_k + \varepsilon}{n_c}, \text{ мм}, \quad (4.35)$$

где L – длина навивки каната, м;

$l_{\text{зан}}=30 \div 40$ м – резервная длина каната, компенсирующая укорачивание каната по мере проведения его испытаний;

n_{mp} – число витков трения ($n_{mp}=3$ – при барабанах, футерованных деревом или пластмассой, и $n_{mp}=5$ – при барабанах, не футерованных фрикционными материалами;

d_k – диаметр каната, мм;

$\varepsilon = 2 \div 3$ мм – зазор между смежными витками каната;

n_c – число слоев навивки каната.

В соответствии с ПБ число слоев навивки каната при грузовых и людских подъемах допускается: при $\alpha \geq 60^\circ$ – один слой и три слоя – во всех остальных случаях.

Предварительно выбранная подъемная машина подходит, если она имеет достаточные размеры барабана, а наибольшее статическое натяжение каната (S_{\max}), мощность двигателя ($N_{\text{дв}}$) и скорость его вращения не превышают величин, указанных в паспорте машины.

Пример. Определить минимальные размеры – диаметр барабана и ширину барабана малой подъемной машины для откатки одним концевым канатом при следующих условиях: длина откатки $L=650$ м, диаметр каната $d_k=27,5$ мм, число слоев навивки на барабан $n_c=3$.

Решение. Согласно Правилам безопасности в угольных и сланцевых шахтах для машин, устанавливаемых в подземных выработках, соотношение между диаметром барабана и диаметром каната должно быть $D_{\delta} \geq 60 d_k = 60 \cdot 27,5 = 1650$ мм.

Ширина навивочной поверхности однобарабанной подъемной машины с цилиндрическим барабаном при многослойной навивке согласно (4.35) при запасе рабочей длины каната $l_{\text{зан}}=30$ м, числе дополнительных витков трения $n_{mp}=3$ и зазоре между витками на барабане $\varepsilon=2$ мм при трехслойной навивке составит

$$B_{\delta} = \left(\frac{650 + 30}{3,14 \cdot 1,65} + 3 + 2 \cdot 3 - 1 \right) \cdot \frac{27,5 + 2}{3} = 1380, \text{ мм};$$

Принимаем $B_{\delta}=1500$ мм, что соответствует малой подъемной машине типа Ц-2х1,5.

4.7. Содержание и порядок расчета откаток концевыми канатами

1. По заданной производительности ориентировочно (в соответствии с ПБ) принимается величина скорости и определяется потребное число вагонеток в составе.
2. Производится определение числа вагонеток в составе, допустимое по условию прочности сцепки.
3. Определяется погонная масса каната и производится выбор каната.
4. Производится проверка возможности спуска порожнего состава под собственным весом.
5. Определяется мощность и выбранный двигатель проверяется на перегрузку.
6. Определяются параметры барабана подъемной машины и на основании их и расчетных значений S_{max} , d_k , $N_{уст}$, V и L производится выбор подъемной машины.

Задачи.

1. Определить производительность канатных откаток для нижеприведенных условий (табл.4.5).

Таблица 4.5.

Исходные данные

№ вар	Вид откатки	Длина выработки, м	Число вагонеток в составе, шт	Грузоподъемность вагонетки, кг	Скорость движения, м/с	Тип заездов
1	Одним концевым канатом	320	4	2000	3,5	Наклонные
2	Та же	450	5	2000	3,5	Горизонтальные
3	Двумя концевыми канатами	610	5	1000	4,0	Горизонтальные
4	Одним концевым канатом	610	5	1000	4,0	Горизонтальные
5	Та же	540	4	2000	3,6	Наклонные
6	Двумя концевыми канатами	430	3	2000	4,0	Горизонтальные
7	Двумя концевыми канатами	380	4	3000	3,5	Горизонтальные
8	Одним концевым канатом	490	6	2000	3,5	Наклонные
9	Та же	580	4	2000	4,5	Горизонтальные
10	Двумя концевыми канатами	220	5	3000	3,0	Горизонт.

2. Определить потребное число вагонеток для обеспечения заданной производительности, число вагонеток в составе по прочности сцепки для грузовых откаток в нижеприведенных условиях (табл. 4.6).

Таблица 4.6.

Исходные данные

№ пп	Вид откатки	Производительность, т/ч	Грузоподъемность вагонетки, кг	Длина откатки, м	Скорость движения, м/с	Тип заездов
1	Одним канатом	80	2000	510	3,5	Горизонтальные
2	Двумя канатами	180	2000	600	4,0	Горизонтальные
3	Та же	210	3000	600	4,0	Горизонтальные
4	Одним канатом	100	2000	440	4,5	Наклонные
5	Та же	120	3000	360	3,6	Горизонтальные
6	Та же	85	1000	270	3,0	Наклонные
7	Двумя канатами	200	2000	480	5,0	Горизонтальные
8	Одним канатом	90	3000	550	5,0	Горизонтальные
9	Та же	80	1000	610	5,0	Горизонтальные
10	Двумя канатами	160	2000	390	4,5	Горизонтальные

3. Используя данные предыдущего задания проверить требуемое число вагонеток в составе по прочности сцепок, если эти откатки выполняются в нижеприведенных условиях (табл. 4.7).

Таблица 4.7

Исходные данные

№ пп	Тип выработки	Угол наклона выработки	№ пп	Тип выработки	Угол наклона выработки
1	Уклон	8	6	Уклон	19
2	Уклон	12	7	Уклон	24
3	Бремсберг	16	8	Бремсберг	15
4	Уклон	10	9	Бремсберг	20
5	Бремсберг	22	10	Уклон	14

4. Для ниже приведенных условий рассчитать и выбрать канат (табл. 4.8).

Таблица 4.8.

Исходные данные

№ пп	Вид откатки	Тип выработки	Длина выработки	Угол наклона выработки, град	Число вагонеток в составе, шт	Тип вагонетки	Скорость движения составов	Тип заездов
1	Одним концевым канатом	Уклон	640	18	5	ВГ2,5	4,5	Горизонтальные
2	Та же	Уклон	290	9	5	ВГ1,6	3,0	Горизонтальные
3	Двумя концевыми канатами	Бремсберг	420	11	6	ВГ2,5	3,4	Наклонные
4	Одним концевым канатом	Уклон	720	14	4	ВГ3,3	5,0	Наклонные
5	Двумя концевыми канатами	Бремсберг	550	23	4	ВГ2,5	4,5	Горизонтальные
6	Та же	Уклон	500	21	5	ВГ1,6	3,0	Горизонтальные
7	Одним концевым канатом	Уклон	220	16	4	ВГ2,5	4,0	Наклонные
8	Двумя концевыми канатами	Бремсберг	610	12	4	ВГ3,3	4,5	Горизонтальные
9	Одним концевым канатом	Уклон	480	10	10	ВГ2,5	3,6	Наклонные
10	Та же	Уклон	390	22	3	ВГ3,3	3,0	Наклонные

5. Проверить возможность спуска порожнего состава для нижеприведенных условий (табл. 4.9)

Таблица 4.9.

Исходные данные

№ пп	Длина откатки	Угол наклона выработки, град	Число вагонеток в составе, шт	Тип вагонетки	Диаметр каната, мм	Наличие поддерживающих канат роликов
1	2	3	4	5	6	7
1	310	7	4	ВГ 1,6	22,0	отсутствуют
2	340	9	4	ВГ 1,4	22,0	имеются
3	420	12	5	ВГ 2,5	23,0	имеются
4	460	10	3	ВГ 1,6	23,0	отсутствуют

1	2	3	4	5	6	7
5	515	6	4	ВГ 3,3	25,5	имеются
6	580	11	6	ВГ 2,5	25,5	имеются
7	660	8	4	ВГ 3,3	30,5	имеются
8	690	13	5	ВГ 1,4	28,0	отсутствуют
9	700	7	5	ВГ 1,6	32,5	имеются
10	730	15	3	ВГ 3,3	35,0	имеются

6. Определить установочную мощность двигателей малой подъемной машины и проверить его на перегрузочную способность для канатных откаток одним канатом в нижеприведенных условиях (табл. 4.10).

Таблица 4.10.

Исходные данные

№ пп	Длина откатки	Угол наклона выработки, град	Число вагонеток в составе, шт	Тип вагонетки	Скорость движения составов, м/с	Тип выработки	Тип приемно-отправительной площадки
1	360	23	4	ВГ 1,4	3,5	Уклон	с гориз. заездами
2	390	18	4	ВГ 1,6	3,5	Бремсберг	– " –
3	440	20	5	ВГ 2,5	4,0	Бремсберг	с наклон. заездами
4	480	16	3	ВГ 2,5	3,5	Уклон	– " –
5	510	19	4	ВГ 1,6	4,5	Уклон	с гориз. заездами
6	570	14	5	ВГ 1,4	4,5	Бремсберг	с наклон. заездами
7	600	11	2	ВГ 3,3	4,0	Уклон	с гориз. заездами
8	650	9	4	ВГ 2,5	4,0	Бремсберг	– " –
9	680	12	3	ВГ 3,3	5,0	Бремсберг	с наклон. заездами
10	710	13	2	ВГ 3,3	5,0	Уклон	с гориз. заездами

7. Произвести полный расчет грузовой откатки одним канатом для нижеприведенных условий (табл. 4.11)

Таблица 4.11.

Исходные данные

№ пп	Расчетная производительность, т\ч	Длина откатки, м	Угол наклона выработки, град	Грузоподъемность вагонетки, кг	Тип выработки	Тип приемно-отправительных площадок
1	60	480	22	2000	Уклон	с наклон. заездами
2	70	510	18	2000	Уклон	– " –
3	80	560	15	3000	Бремсберг	с гориз. заездами
4	90	600	24	2000	Уклон	с наклон. заездами
5	100	640	21	3000	Бремсберг	– " –
6	110	660	28	3000	Бремсберг	с гориз. заездами
7	95	690	16	2000	Уклон	– " –
8	85	720	12	3000	Уклон	с наклон. заездами
9	75	740	8	3000	Бремсберг	с гориз. заездами
10	65	780	10	2000	Уклон	с наклон. заездами

8. Произвести полный расчет откатки двумя концевыми канатами для нижеприведенных условий (табл. 4.12).

Таблица 4.12.

Исходные данные

№ пп	Расчетная производительность, т/ч	Длина откатки, м	Угол наклона выработки, град.	Грузоподъемность вагонетки, кг	Тип выработки
1	120	750	21	2000	Бремсберг
2	150	810	9	2000	Уклон
3	170	690	12	3000	Уклон
4	185	635	8	3000	Бремсберг
5	210	520	11	3000	Уклон
6	190	500	14	2000	Бремсберг
7	175	410	16	2000	Бремсберг
8	160	660	10	3000	Уклон
9	140	780	8	3000	Уклон
10	110	600	24	2000	Бремсберг

5. СКРЕПЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

5.1. Определение емкости скрепера

Емкость скрепера U , м³, определяется по расчетной производительности Q , т/ч, и средневзвешенной длине скреперования L , м.

Продолжительность полного цикла скреперования составляет:

$$T = L/V_{гр} + L/V_{пор} + t_n, \text{с}, \quad (5.1)$$

где $V_{гр}$ – скорость движения груженого скрепера (рабочий ход), м/с;
 $V_{пор}$ – скорость движения порожнего скрепера (холостой ход), м/с;
 t_n – суммарная пауза при двухкратном переключении хода скрепера, принимается равной 15-20с.

Значения скоростей рабочего $V_{гр}$ и холостого $V_{пор}$ хода скреперной лебедки выбирают по табл. 5.1.

Средневзвешенная длина скреперования при транспортировании из разных пунктов, расстояния которых от пункта загрузки составляют L_1, L_2, \dots, L_n , а производительности равны Q_1, Q_2, \dots, Q_n , определяется по формуле:

$$L = \frac{\sum_{i=1}^n L_i \cdot Q_i}{\sum_{i=1}^n Q_i}, \quad (5.2)$$

где $\sum_{i=1}^n Q_i = Q$ – суммарная расчетная производительность.

Число циклов в час:

$$i = 3600 / T; \quad (5.3)$$

При емкости скрепера U , м³, коэффициенте его заполнения ψ и плотности материала в насыпке γ , т/м³, расчетная производительность равна

$$Q = U \cdot \psi \cdot \gamma \cdot i, \text{т/ч}; \quad (5.4)$$

откуда

$$U = Q / (\psi \cdot \gamma \cdot i), \text{м}^3. \quad (5.5)$$

Коэффициент заполнения скрепера может быть принят равным для угля и мелкокусковой руды 0,9...1,0; для среднекусковой руды 0,6...0,9; для крупнокусковой руды 0,5...0,7.

Полученное значение емкости скрепера округляется до ближайшей большей стандартной U_c , по которой производится выбор скрепера и определение его геометрических размеров и массы (табл. 5.2).

Вес груза в скрепере

$$G = 1000 \cdot U_c \cdot \gamma \cdot \psi \cdot g, \text{Н}. \quad (5.6)$$

Пример. Определить емкость скрепера, осуществляющего доставку крупнокусковой породы плотностью в насыпке $\gamma=2,0$ т/м³, средневзвешенная длина скреперования $L=30$ м, производительность доставки $Q=65$ т/ч, коэффициент заполнения скрепера $\psi=0,6$, выработка горизонтальная.

Решение. Находим продолжительность цикла скреперования согласно выражению (5.1):

$$T = 30/1,2 + 30/2 + 15 = 55 \text{с}.$$

Определяем число циклов в час согласно (5.3):

$$i = 3600/55 = 65 \text{ циклов}.$$

Емкость скрепера находим по формуле (5.5):

$$U = 65 / (0,6 \cdot 2,0 \cdot 65) = 0,98 \text{ м}^3;$$

Принимаем к эксплуатации односекционный гребковый скрепер тяжелого типа СГ-1,0 согласно таблице 5.2.

Таблица 5.1.

Технические характеристики подземных скреперных лебедок

Параметры	10ЛС2СМ (10ЛС2СМА)	17ЛС2СМ (17ЛС2СМА)	30ЛС2СМ (30ЛС2СМА)	30ЛС2ПМ (30ЛС2ПМА)	30ЛС3СМ (30ЛС3СМА)	55ЛС2СМ (55ЛС2СМА)
Мощность эл. двигателя, кВт	10 (11)	17 (18,5)	30	30	30	55
Среднее тяговое усилие на рабочем канате, кН	9,8	15,7	27,5	27,5	27,5	44
Средняя скорость каната, м/с: рабочего холостого	1,1 (1,25) 1,5 (1,7)	1,11 (1,26) 1,54 (1,74)	1,17 (1,3) 1,6 (1,77)	1,17 (1,3) 1,6 (1,77)	1,17 (1,3) 1,6 (1,77)	1,33 (1,46) 1,8 (2,0)
Число барабанов	2	2	2	2	3	2
Диаметр каната, мм	12	14	15	15	15	19,5
Канатоемкость, м	45	60	90	90	90	100
Масса, кг	355 (350)	641 (670)	1146 (1100)	1325 (1250)	1550	1997 (1990)
Параметры	55ЛС2ПМ (55ЛС2ПМА)	55ЛС3СМ (55ЛС3СМА)	100ЛС2СМ (100ЛС2СМА)	100ЛС2ПМ (100ЛС2ПМА)	100ЛС3СМ (100ЛС3СМА)	100ЛС2СМ (100ЛС2СМА)
Мощность эл. двигателя кВт	55	55	100 (110)	100 (110)	100 (110)	90 (110)
Среднее тяговое усилие на рабочем канате, кН	44	44	78,4	78,4	78,4	61,7 (63,7)
Средняя скорость каната, м/с: рабочего холостого	1,33 (1,46) 1,8 (2,0)	1,33 (1,46) 1,8 (2,0)	1,37 (1,5) 1,9 (2,1)	1,37 (1,5) 1,9 (2,1)	1,37 (1,5) 1,9 (2,1)	1,7 (1,9) 2,4 (2,7)
Число барабанов	2	3	2	2	3	2
Диаметр каната, мм	19,5	19,5	23	23	23	23
Канатоемкость, м	100	100	125 (150)	125 (150)	125 (150)	308 (310)
Масса, кг	2393 (2300)	2720 (2700)	3510 (3380)	3985 (3480)	4825 (4650)	6229 (5000)

В скобках – параметры модернизированных лебедок.

Таблица 5.2.

Параметры скреперов для подземных работ

Скрепер	Расчетная вместимость	Основные размеры, мм не более			Масса, кг не более	
		ширина	длина	высота	легкие	тяжелые
1	2	3	4	5	6	7
СГ	0,1	710	950	400	85	160
	0,16	860	1250	500	160	265
	0,25	950	1400	560	265	400
	0,4	1120	1700	670	400	560
1	2	3	4	5	6	7

(гребковый)	0,6	1250	200	800	560	800
	1,0	1500	2360	900	800	1180
	1,6	1700	2650	1060	1180	1600
	2,5	1900	3000	1250	1600	2120
	4,0	2260	3550	1500	2120	3000
СЯ (ящичный)	0,16	700	800	360	85	160
	0,25	850	950	400	160	265
	0,4	950	1120	450	256	400
	0,6	1120	1400	500	400	560
	1,0	1250	1700	560	560	800
	1,6	1500	2000	630	800	1180
	2,5	1700	2560	710	1180	1600
	4,0	1900	3000	800	1600	2120

Задача 1. Определить емкость и выбрать тип скрепера, осуществляющего доставку породы по горизонтальной выработке при следующих исходных данных (табл. 5.3).

Таблица 5.3.

Исходные данные

№ пп	Плотность материала в насыпке, γ , т/м ³	Длина скреперова- ния, L , м	Производи- тельность доставки, Q , т/ч	Кoeffици- ент запол- нения скре- пера, φ	Скорость движения груженого скрепера, $V_{гр}$, м/с	Скорость движения порожного скрепера, $V_{пор}$, м/с
1	1,5	30	60	0,5	0,9	1,2
2	1,6	30	70	0,6	1,0	1,3
3	1,7	30	50	0,7	1,1	1,4
4	1,5	40	40	0,8	1,2	1,5
5	1,6	50	30	0,9	1,3	1,6
6	1,7	60	40	0,8	1,4	1,7
7	1,5	70	30	0,7	1,5	1,9
8	1,6	80	30	0,8	1,6	2,1
9	1,5	90	40	0,7	1,6	2,2
10	1,7	80	40	0,5	1,0	1,3
11	1,5	30	50	0,8	1,1	1,4
12	1,6	30	40	0,9	1,2	1,5
13	1,7	40	30	0,8	1,3	1,6
14	1,5	50	40	0,7	1,4	1,7
15	1,6	60	30	0,8	1,5	1,9
16	1,7	70	30	0,7	1,4	1,6
17	1,5	80	30	0,5	1,6	2,2
18	1,6	90	40	0,8	1,0	1,3
19	1,5	80	50	0,9	1,1	1,4
20	1,7	30	40	0,7	1,4	1,7

5.2. Определение мощности двигателя, выбор скреперной лебедки

Тяговое усилие при движении груженого скрепера численно равно сумме сопротивлений движению:

$$W_{zp} = W_c + W_m + W_k + W_m + W_{\delta l} + W_{\delta on}, \text{ Н} \quad (5.7)$$

где W_c – сопротивление движению скрепера, Н;

W_m – сопротивление перемещению горной массы, Н;

W_k – сопротивление перемещению головного и хвостового канатов, Н;

W_m – усилие подтормаживания сбегавшей с барабана лебедки ветви каната, принимается 500...1000Н;

$W_{\delta l}$ – сопротивление на отклоняющих блоках канатов, Н;

$W_{\delta on}$ – сопротивления, связанные с неровностями почвы, перемещением частиц материала внутри скрепера и т.д., Н;

Сопротивление движению скрепера при его весе G_0 и угле наклона плоскости скреперования к горизонтали β равно

$$W_c = G_0 \cdot (f_1 \cdot \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (5.8)$$

где знак "+" принимается при движении скрепера вверх.

Коэффициент сопротивления движению скрепера принимают

$$f_1 = 0,4 \dots 0,55.$$

Сопротивление перемещению материала скрепером

$$W_m = G \cdot (f_2 \cdot \cos \beta \pm \sin \beta). \quad (5.9)$$

Коэффициент сопротивления движению материала изменяется в пределах

$$f_2 = 0,6 \dots 0,8.$$

Сопротивление перемещению канатов погонным весом q_k

$$W_k = 2 \cdot q_k \cdot L \cdot f_1 \cdot \cos \beta. \quad (5.10)$$

Погонный вес каната предварительно может быть принят

$$q_k = 6 \dots 10 \text{ Н/м}.$$

Кратковременность действия и сложность аналитического определения дополнительных сопротивлений движению $W_{\delta on}$, делают их учет затруднительным. Эти сопротивления, а также сопротивления на отклоняющих блоках $W_{\delta l}$ учитываются коэффициентом дополнительных сопротивлений $K_{\delta on} = 1,35 \dots 1,45$.

Таким образом, тяговое усилие при движении груженого скрепера равно

$$W_{zp} = K_{\delta on} \cdot [G_0 \cdot (f_1 \cdot \cos \beta \pm \sin \beta) + G \cdot (f_2 \cdot \cos \beta \pm \sin \beta) + 2 \cdot q_k \cdot L \cdot f_1 \cdot \cos \beta + W_m], \text{ Н}. \quad (5.11)$$

Тяговое усилие порожнего скрепера

$$W_{nop} = K_{\delta on} \cdot [G_0 \cdot (f_1 \cdot \cos \beta \pm \sin \beta) + 2 \cdot q_k \cdot L \cdot f_1 \cdot \cos \beta + W_m], \text{ Н}. \quad (5.12)$$

Мощность двигателя при рабочем и холостом ходе скрепера

$$N_{\text{раб}} = \frac{W_{zp} \cdot V_{zp}}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}; \quad (5.13)$$

$$N_x = \frac{W_{nop} \cdot V_{nop}}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}; \quad (5.14)$$

где $\eta = 0,7 \dots 0,8$ – к.п.д. скреперной лебедки.

По большему из полученных значений мощности двигателя, канатоемкости барабанов (длине скреперования), скоростям движения груженого и порожнего скрепера, тяговому усилию при рабочем ходе выбирается тип скреперной лебедки (табл. 5.1).

Пример. Выбрать тип и определить мощность двигателя скреперной лебедки, транспортирующей крупнокусковую руду насыпной плотностью $\gamma = 2,5 \text{ т/м}^3$ по горизонтальной выработке длиной $L = 30 \text{ м}$ скрепером тяжелого типа СГ-1,0. Число циклов в час - 65; скорость груженого и порожнего скрепера соответственно $V_{\text{гр}} = 1,2 \text{ м/с}$ и $V_{\text{пор}} = 2,0 \text{ м/с}$, коэффициент сопротивления движению скрепера $f_1 = 0,5$, коэффициент сопротивления

перемещению материала $f_2=0,75$; коэффициент заполнения скрепера $\psi=0,5$; коэффициент дополнительных сопротивлений перемещению $K_{дон}=1,4$; погонный вес тягового каната $q_k=10\text{Н/м}$, КПД трансмиссии лебедки $\eta=0,8$; коэффициент запаса мощности $K_m=1,2$; усилие подтормаживания сбегавшей с барабана лебедки ветви каната $W_m=800\text{Н}$.

Решение. Находим вес груза в скрепере по формуле (5.6):

$$G = 1000 \cdot 1,0 \cdot 2,5 \cdot 0,5 \cdot 9,8 = 12200 \text{ Н.}$$

Определяем тяговое усилие при движении груженого скрепера согласно выражению (5.11), используя данные табл.5.1.

$$W_{gp}=1,4 \cdot (1180 \cdot 9,8 \cdot 0,5 + 12200 \cdot 0,75 + 2,10 \cdot 30 \cdot 0,5 + 800) = 22400 \text{ Н.}$$

Тяговое усилие при движении порожнего скрепера согласно выражению (5.12) составит

$$W_{пор}=1,4 \cdot (1180 \cdot 9,8 \cdot 0,5 + 2 \cdot 10 \cdot 30 \cdot 0,5 + 800) = 9700 \text{ Н.}$$

Мощность двигателя при движении груженого (5.13) и порожнего (5.14) скрепера

$$N_{gp} = \frac{1,2 \cdot 22400 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,8} = 40 \text{ кВт,}$$

$$N_{пор} = \frac{1,2 \cdot 9700 \cdot 2,0}{1000 \cdot 0,8} = 30 \text{ кВт.}$$

По большему из полученных значений мощности выбираем скреперную лебедку типового ряда (табл.5.2) типа 55ЛС-2П с параллельным расположением барабанов и приводной мощностью $N=55\text{кВт}$.

Задача. Выбрать тип и определить мощность двигателя скреперной установки, транспортирующей породу насыпной плотностью $\gamma, \text{т/м}^3$ по выработке с углом наклона β° , длиной $L, \text{м}$, скрепером тяжелого типа СГ-1,0 со скоростью движения груженого и порожнего скрепера соответственно V_{gp} и $V_{пор}$, коэффициент сопротивления движению скрепера f_1 , коэффициент сопротивления движению материала f_2 ; коэффициент заполнения скрепера ψ (табл.5.4).

Исходные данные для расчета:

- коэффициент дополнительных сопротивлений перемещению $K_{дон}=1,4$;
- погонный вес тягового каната $q_k=10\text{Н/м}$;
- КПД трансмиссии лебедки $\eta=0,8$;
- коэффициент запаса мощности $K_3=1,2$;
- усилие подтормаживания сбегавшей с барабана лебедки ветви каната $W_m=800\text{Н}$.

Таблица 5.4.

Исходные данные

№ вар.	$\gamma, \text{т/м}^3$	β°	$L, \text{м}$	$V_{gp}, \text{м/с}$	$V_{пор}, \text{м/с}$	f_1	f_2	ψ
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1,7	0	60	1,5	1,9	0,4	0,6	0,5
2	1,5	5	70	1,4	1,6	0,5	0,7	0,6
3	1,6	10	80	1,6	2,2	0,55	0,8	0,7
4	1,5	15	90	1,0	1,3	0,4	0,6	0,8
5	1,7	20	80	1,1	1,4	0,5	0,7	0,9
6	1,6	25	30	1,4	1,7	0,55	0,8	0,8
7	1,5	0	70	1,6	2,1	0,55	0,8	0,5
8	1,7	5	60	1,6	2,2	0,5	0,7	0,6
9	1,6	10	50	1,0	1,3	0,4	0,6	0,7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	1,5	15	40	1,1	1,4	0,55	0,8	0,8
11	1,7	20	30	1,2	1,5	0,5	0,7	0,9
12	1,5	25	30	1,3	1,6	0,4	0,6	0,8
13	1,6	30	30	1,4	1,7	0,55	0,7	0,8
14	1,5	0	80	1,5	1,9	0,5	0,8	0,9
15	1,7	5	90	1,4	1,6	0,4	0,6	0,8
16	1,6	10	80	1,6	2,2	0,55	0,8	0,7
17	1,5	15	30	1,0	1,3	0,4	0,7	0,6
18	1,7	20	30	1,1	1,4	0,5	0,8	0,5
19	1,6	25	40	1,4	1,7	0,55	0,7	0,6
20	1,5	30	50	1,3	1,6	0,4	0,8	0,7

6. НАПОЧВЕННЫЕ И МОНОРЕЛЬСОВЫЕ ДОРОГИ

6.1. Дороги с канатным тяговым органом

Дороги работают по принципу откатки транспортных средств замкнутым тяговым канатом, который уложен вдоль выработки и с помощью привода со шкивом трения перемещает состав по напочвенному рельсовому пути или подвесному монорельсовому /1,2,3,4/.

Производительность таких дорог, число вагонеток в составе определяется зависимостями (4.7) и (4.8).

Соппротивление движению на грузовой ветви

$$W_{zp} = [m_c \cdot (\sin \beta_m + w' \cdot \cos \beta_m) + q_k \cdot L \cdot (\sin \beta_c + w'_k \cdot \cos \beta_c)] \cdot g, \quad (6.1)$$

где m_c – масса состава, кг;

β_m – угол наклона пути (при движении состава на подъем необходимо принимать максимальное значение со знаком "+", а при движении на спуск – со знаком "-"), град;

w' , w'_k – коэффициент сопротивления движению состава и каната (см. раздел 4);

β_c – средний уклон пути (знак перед β_c принимается аналогично β_m), град;

q_k – масса 1м каната, кг/м;

L – длина транспортирования, м.

Аналогично находится сопротивление движению порожней ветви

$$W_{nop} = g \cdot q_k \cdot L \cdot (\sin \beta_c + w'_k \cdot \cos \beta_c). \quad (6.2)$$

Здесь при движении состава на подъем необходимо принимать значение β_c со знаком "-", а на спуск – "+".

Требуемое тяговое усилие

$$W_0 = W_{zp} + W_{nop}. \quad (6.3)$$

Число витков каната на фрикционном шкиве должно быть не менее

$$z = \frac{\lg S_n - \lg S_{сб}}{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot \lg e}, \quad (6.4)$$

где S_n , $S_{сб}$ – натяжения набегающей и сбегающей ветвей каната;

μ – коэффициент трения между барабаном и канатом.

Если $W_0 > 0$, то мощность на транспортирование будет

$$N = K_3 \cdot W_0 \cdot V / (1000 \cdot \eta), \quad (6.5)$$

где K_3 – коэффициент резерва мощности;

η – КПД привода;

V – скорость транспортирования, м/с.

В случае $W_0 < 0$ (генераторный режим)

$$N_1 = K_3 \cdot W_0 \cdot V \cdot \eta / 1000, \quad (6.6)$$

Для генераторного режима необходимо аналогично установить мощность холостого хода, поскольку иногда она может быть больше, чем при загрузке и, в дальнейшем, целесообразно пользоваться большим значением.

Запас прочности каната равен

$$m = S_p / S_{max}, \quad (6.7)$$

где S_p – допускаемое разрывное усилие каната;

S_{max} – максимальное натяжение каната.

Допускаемое разрывное усилие определяется из технической характеристики каната. Максимальное натяжение устанавливается после нахождения натяжений в характерных точках (порядок их определения приведен в разд.2) учитывая, что обычно минимальное натяжение в тяговом контуре должно быть

$$S_{min} \geq 2500 \text{ Н}. \quad (6.8)$$

Коэффициент запаса m выбирают в зависимости от режима работы ($m > 6,5$ – для грузовых дорог, $m \geq 9$ – для перевозки людей).

Пример. Определить прочность каната ГОСТ 2688-80 диаметром 15мм, мощность и вращающийся момент на выходном валу привода напочвенной дороги, установленной в выработке длиной $L=1160$ м, имеющей профиль согласно табл.6.1. Масса груженого состава 10т. Диаметр приводного шкива $D_m=0,32$ м, скорость движения $V=1,2$ м/с.

Решение. Для выполнения расчетов пользуемся спрямленным уклоном, который равен

$$i_c = \frac{\sum_{k=1}^n i_k \cdot l_k}{\sum_{k=1}^n l_k},$$

где i_k – уклон к-го спрямленного участка, ‰;
 l_k – длина к-го спрямленного участка, м.

Результаты расчета по этой формуле приведены в табл.6.1.

Таблица 6.1.

Уклон рельсового пути выработки

№ пикетов	Высотные отметки пикета указанного первым	Уклон, $i \times 10^{-3}$	Длина l_k , м	$i_k \cdot l_k \times 10^{-3}$
1	2	3	4	5
44-45	-4,180	-2	20	-40
45-46	-4,226	-4	20	-80
46-47	-4,307	2	20	40
47-48	-4,259	-14	20	-280
48-49	-4,533	-10	20	-200
49-50	-4,130	4	20	80
50-51	-4,650	-5	20	-100
51-52	-4,143	-19	20	-380
52-53	-5,120	4	20	80
53-55	-5,047	-11	4	-440
55-56	-5,467	7	20	140
56-57	-5,309	-9	20	-180
57-58	-5,479	-13	10	-130
57-58	-5,737	7	10	70
58-59	-5,601	37	20	140
59-62	-4,870	19	60	1140
62-63	-3,915	-10	20	-200
63-64	-3,912	-55	20	-1100
64-65	-5,007	-14	20	-280
65-67	-5,281	13	40	520
67-68	-4,163	25	20	500
68-69	-4,269	4	20	80
69-70	-4,181	6	20	120
70-71	-4,295	3	20	60

1	2	3	4	5
71-74	-4,237	6	60	360
74-76	-3,862	9	40	360
76-78	-3,423	18	40	720
78-79	-2,705	7	20	140
79-80	-2,575	-12	20	-240
80-81	-2,822	-26	20	-520
81-82	-3,381	-11	20	-220
82-83	-3,634	13	20	260
83-84	-3,378	20	20	400
84-85	-3,107	15	20	300
85-86	-2,705	9	20	180
86-87	-2,406	14	20	280
87-89	-2,226	6	40	240
89-90	-1,825	-6	20	-120
90-91	-1,950	-3	20	-60
91-93	-2,000	9	40	360
93-94	-1,628	3	20	60
94-95	-1,559	1	20	20
95-96	-1,530	6	20	120
96-97	-1,418	0	20	0
97-98	-1,426	6	20	120
98-101	-1,298	-3	60	-180
101-102	-1,463	9	20	180
Сумма			1160	2680·10 ⁻³

На основании табл. 6.1 имеем, что $\sum_{k=1}^n = 1160\text{м}$, а

$$\sum_{k=1}^n i_k \cdot l_k \cdot 10^{-3} = 2,68.$$

Следовательно

$$i_c = 2,68/1160 = 2,31 \cdot 10^{-3}.$$

Рассмотрим случай, когда движение состава происходит в сторону концевой станции (рис.6.1. а).

Определяем сопротивление движению на груженой ветви (аналогично 6.1, но учитываем, что для малых углов $\sin\beta = \text{tg}\beta = i$, $\cos\beta = 1$)

$$W_{zp} = Q \cdot (i_{mb} + w') + q_k \cdot L \cdot (i_c + w'_k) \cdot g,$$

где $Q = m_c \cdot g = 10 \cdot 9,8 = 100 \text{ кН}$.

$$W_{zp} = 100 \cdot (0,037 + 0,015) + 8,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1160 \cdot (0,002 + 0,4) = 8,98 \text{ кН}.$$

Здесь $q_k \cdot g = 8,1 \cdot 10^{-3} \text{ кН/м}$ для каната диаметром 15мм.

Сопротивление движению порожней ветви составляет

$$W_{nop} = g \cdot q_k \cdot L \cdot (-i_c + w'_k) = 8,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1160 \cdot (-0,002 + 0,4) = 3,74 \text{ кН}.$$

Согласно рекомендаций /4/, натяжение в точке 1 (см.рис.6.1) не должно быть меньше 2.50 кН. Тогда для точки 2

$$S_2 = S_1 + W_{zp},$$

где S_1 – натяжение в точке 1.

$$S_2 = 2,50 + 8,98 = 11,48 \text{ кН}.$$

Для точки 3 имеем

$$S_3 = \kappa \cdot S_2,$$

где κ – коэффициент, равный 1,05...1,07.

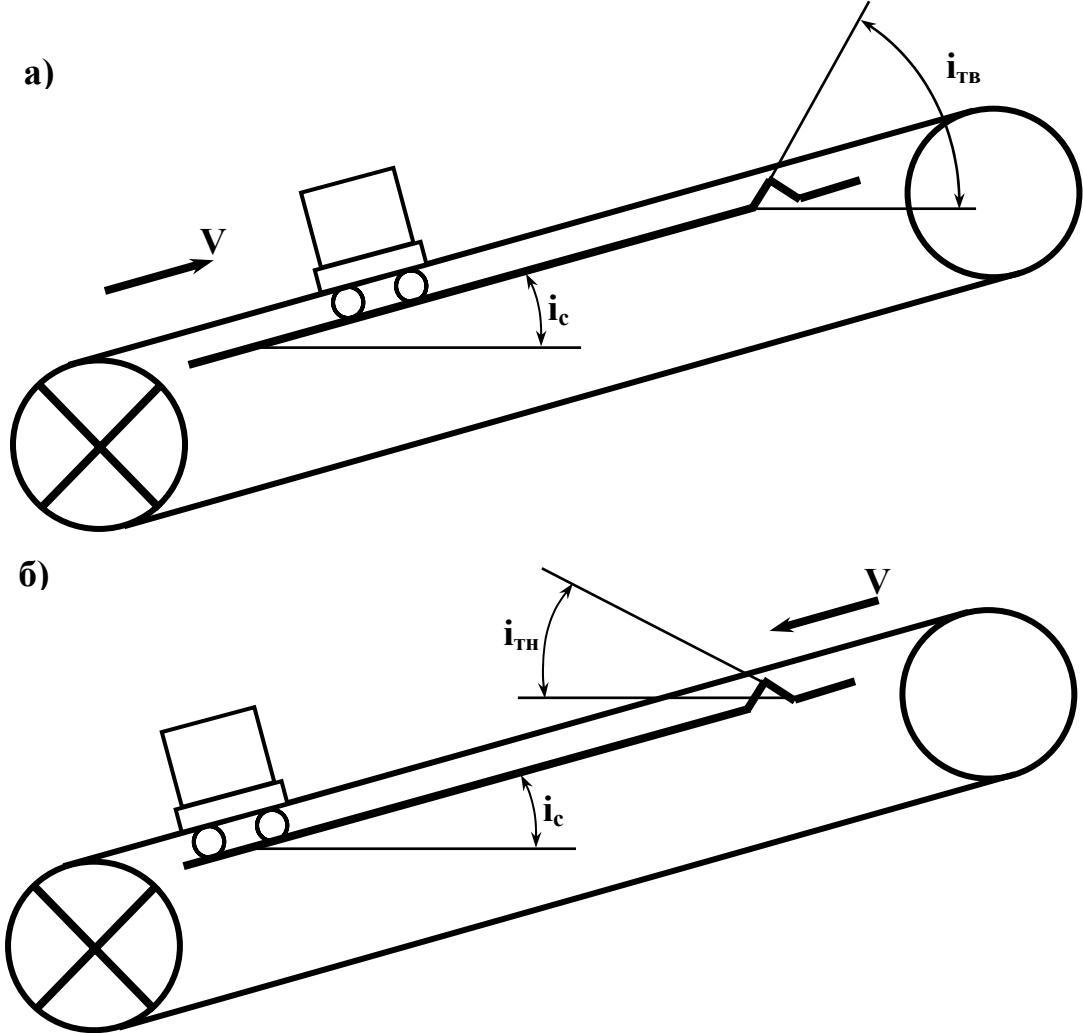


Рис. 6.1. Расчетные схемы

а – движение в сторону концевой станции;
 б – движение в сторону привода.

Тогда $S_3 = 1,06 \cdot 11,48 = 12,17$ кН.

Для точки 4

$$S_4 = S_3 + W_{\text{пор}} = 12,17 + 3,74 = 15,91 \text{ кН}$$

Величина тягового усилия равна

$$W_o = \kappa \cdot (S_4 - S_1) = 1,06 \cdot (15,91 - 2,50) = 14,06 \text{ кН.}$$

Рассмотрим случай, когда состав движется в сторону привода (рис.6.1 б)

$$W_{\text{зп}} = 100 \cdot (-(-0,055) + 0,015) + 8,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1160 \cdot (0,002 + 0,4) = 10,74 \text{ кН.}$$

Здесь знак перед $i_{\text{тн}}$ изменен, поскольку уклон имеет обратный знак.

Учитывая, что $S_1 = 2,5$ кН, имеем

$$S_2 = S_1 + W_{\text{пор}} = 2,50 + 3,78 = 6,28 \text{ кН;}$$

$$S_3 = 1,06 \cdot S_2 = 1,06 \cdot 6,28 = 6,66 \text{ кН;}$$

$$S_4 = S_3 + W_{\text{зп}} = 6,66 + 10,74 = 17,40 \text{ кН;}$$

$$W_o = \kappa \cdot (S_4 - S_1) = 1,06 \cdot (17,40 - 2,50) = 15,7 \text{ кН.}$$

Определим по формуле Эйлера

$$e^{\mu\alpha} = S_4 / S_1;$$

где μ – коэффициент трения каната о шкив;
 α – угол обхвата, рад.

Если $\mu=0,14$, то для реализации тягового усилия шкивом трения угол обхвата должен быть не менее

$$\alpha = \frac{\ln 6,9}{0,14} = 4,4 \cdot \pi$$

Принимаем число витков трения равное 2,5 (т.е. $\alpha=5 \cdot \pi$).

Устанавливаем запас прочности каната. Согласно ГОСТ 2688-80 для диаметра 15мм маркировочной группы 1470мПа, разрывное усилие каната $S_p=107,0$ кН. Тогда

$$m = S_p / S_4 = 107,0 / 17,40 = 6,1, \text{ что соответствует ПБ.}$$

Установим максимальную мощность на приводном валу

$$N = W_0 \cdot V / \eta = 15,7 \cdot 1,2 / 0,8 = 23,5 \text{ кВт.}$$

Момент на приводном валу

$$M = W_0 D_m / 2 = 15,7 \cdot 0,32 / 2 = 2,5 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

6.2. Монорельсовые дороги с локомотивной тягой.

Дороги работают по принципу откатки локомотивами, которые имеют, как правило, принудительно прижимаемые приводные колеса /1,5,6/.

Для определения основных параметров монорельсового локомотива рекомендуется следующий порядок расчета.

- 1) По заданному максимальному тяговому усилию $W_{лм}$ вычисляется необходимое усилие прижатия приводных колес к монорельсу (с учетом коэффициента запаса, равного 1,2).

$$P_{n1} = 1,2 \cdot W_{лм} / \psi, \quad (6.9)$$

где $W_{лм}$ – тяговое усилие локомотива (задаваемое);

ψ – коэффициент сцепления приводных колес с монорельсом.

Значение коэффициента сцепления берется по табл. 6.2.

Таблица 6.2.

Расчетные значение коэффициента сцепления и сопротивления движению $W'_{кл}$ приводных колес

Тип приводных колес	Коэффициенты	
	ψ	$W'_{кл}$
Стальные	0,22	0,015
Полиуретановые	0,45	0,025
Пневмошинные	0,04	0,035

- 2) Определяется сопротивление движению приводных колес, прижатых к вертикальной стенке монорельса с усилием P_{n1} по формуле

$$W_k = W'_{кл} \cdot P_{n1}, \quad (6.10)$$

Значение коэффициента сопротивления движению приводных колес $W'_{кл}$ принимается по табл. 6.2.

- 3) Находится необходимая мощность для движения состава с тяговым усилием $W'_{лм}$ и усилие прижатия приводных колес P_{n1} .

$$N_0 = (W_k + W_{лм}) \cdot V_r / \eta, \quad (6.11)$$

где V_r – скорость движения поезда на максимальный подъем, м/с;

η – КПД трансмиссии, равный 0,7...0,8.

4) Ориентировочно определяется масса тягового устройства по формуле

$$m_{mn} = m_{mo} \cdot N_o / N_{mo}, \quad (6.12)$$

где m_{mo} – масса тягового устройства, взятого за образец, кг;
 N_{mo} – мощность тягового устройства, взятого за образец, кВт.

5) С учетом значения массы тягового устройства m_{mn} вычисляется сопротивление движению

$$W_c = W_{\text{лм}} + W_{\text{к}} + g \cdot m_{mn} \cdot (W' \cdot \cos \beta_m + \sin \beta_m), \quad (6.13)$$

где β_m – заданный максимальный угол наклона монорельсового пути;
 W' – коэффициент сопротивления движению состава /5/,
(ориентировочно можно принимать по табл.4.2.).

6) Уточняется значение мощности привода тягового устройства

$$N_c = 1,2 \cdot W_c \cdot V_z / \eta. \quad (6.14)$$

7) На основании методик /2,5/, по значению N_c производится выбор двигателей, находится их мощность, угловая скорость вращения вала и габаритные размеры.

8) Уточняется усилие прижатия приводных колес

$$P_n = 1,2 \cdot W_c / \psi. \quad (6.15)$$

9) Исходя из прочности футеровки, определяется число пар приводных колес

$$Z_k = P_n / (2 \cdot P_{\text{дон}}), \quad (6.16)$$

где $P_{\text{дон}}$ – допустимая нагрузка на приводное колесо, кН.

Значение Z_k следует округлять до целого в большую сторону.

Допустимая нагрузка $P_{\text{дон}}$ зависит от геометрических размеров, свойств материала бандажа или футеровки и регламентируется ГОСТами. Диаметр приводных колес принимают возможно минимальным. Это обусловлено стремлением уменьшить размеры привода и его массу. Ширина должна соответствовать высоте вертикальной стенки монорельса и для спецпрофиля №16У не должна превышать 120мм.

10) Находится передаточное число редуктора

$$U_{np} = 2 \cdot V_z / (n_{\text{дв}} \cdot D_n), \quad (6.17)$$

где $n_{\text{дв}}$ – угловая скорость вращения вала двигателя, с⁻¹;
 D_n – диаметр приводных колес, м.

11) По передаточному числу U_{np} и в соответствии с мощностью тягового устройства N_c выбирается редуктор привода. Значение передаточного числа редуктора проверяется по возможности передачи тягового усилия. Если согласно принятым характеристикам двигателя и редукторов не обеспечивается максимальная скорость движения или требуемое усилие, то необходимо изменить схему привода или ввести редуктор с измененным передаточным числом.

12) Составляется компоновочная схема тягового устройства и вычисляется жесткая база установки ходовых колес

$$S_{\text{б}} = Z_k \cdot D_n + 2 \cdot r + 2 \cdot f_r, \quad (6.18)$$

где r – радиус ходовых колес тягового устройства, м;
 f_r – зазор, необходимый для исключения контакта между колесами, м.

- 13) Проверяется возможность движения по горизонтальным закруглениям. Для этого отход приводных колес должен быть не менее

$$\Delta b_i = \sqrt{R_r^2 - E_i^2} - \sqrt{R_r^2 - S_o^2 / 4}, \quad (6.19)$$

где E_i – расстояние между вертикальной осью симметрии тягового устройства и осью вращения i -го приводного колеса, определяемое из компоновочной схемы, м.

R_r – радиус горизонтального закругления пути, м.

- 14) Проверяется возможность движения по вертикальным закруглениям. Ширина приводных колес должна быть не более:

для выпуклого закругления

$$B_n = 2 \cdot \left(\sqrt{(R+r)^2 - S_o^2 / 4} - \sqrt{R^2 - (E_i - D_k / 2)^2 + C} \right), \quad (6.20)$$

для вогнутого закругления

$$B_z = 2 \cdot \left(\sqrt{(R+r)^2 - S_o^2 / 4} - \sqrt{(R - \Delta R)^2 - (E_i - D_k / 2)^2 - C} \right), \quad (6.21)$$

где r – радиус ходовых колес тягового устройства, м;

D_k – длина хорды, по которой возможен контакт граней приводных колес с верх-

ними или нижними полками, м;

R – радиус кривизны пути, по которому перемещаются ходовые колеса, м;

ΔR – расстояние между верхней и нижней полками монорельса, м;

C – наименьшее расстояние между осью вращения ходовых колес и горизонтальной осью симметрии приводных колес, м.

С учетом того, что верхние и нижние полки монорельса имеют наклон внутренних поверхностей под углом α_n , то длина хорды D_k равна

$$D_k = 2 \cdot \sqrt{D_n \cdot X_c - X_c^2}, \quad (6.22)$$

где $X_c = D_n \cdot (1 - \sin \alpha_n) / 2$;

$\alpha_n = \arctg(\tg \alpha_n / \sin \beta_o)$;

β_o – угол поворота приводного колеса при движении по закруглению, который равен

$$\beta_o = \arctg \left(E_i / \sqrt{(R+r)^2 - S_o^2 / 4 \pm C} \right). \quad (6.23)$$

Знак «+» соответствует выпуклому закруглению, а «-» вогнутому.

Радиус кривизны пути R , по которому перемещаются ходовые колеса, равен

$$R = R_o + \Delta R / 2,$$

где R_o – радиус кривизны оси монорельсового пути на вертикальном закруглении, м.

- 15) Если полученное значение ширины меньше принятого, то необходимо уменьшить жесткую базу за счет сокращения числа пар приводных колес Z_k и, как следствие, увеличения числа тяговых устройств Z_m с таким расчетом, чтобы в каждом из них число пар приводных колес было одинаково.

- 16) Уточняется масса тягового устройства, которая представляет собой сумму

$$m_y = m_{двиг} + m_{ред} + m_p + m_{пр}, \quad (6.24)$$

где $m_{двиг}$ – масса приводных двигателей, кг;

$m_{ред}$ – масса редукторов и приводных колес, кг;

m_p – масса рамы, кг;

$m_{пр}$ – масса прижимного устройства, кг.

17) Находится масса локомотива

$$M_l = m_y \cdot Z_m + m_{cэ} + m_{ка}, \quad (6.25)$$

где $m_{cэ}$ – масса систем энергоснабжения, кг;

$m_{ка}$ – масса двух кабин локомотива, находящихся в начале и конце состава поезда, кг;

Z_m – количество тяговых устройств в составе.

18) Определяется число пар ходовых колес тягового устройства исходя из прочности кареток

$$Z_{xk} = g \cdot m_y / P_{xk}, \quad (6.26)$$

где P_{xk} – допускаемое усилие по прочности ходовых кареток, кН.

Диаметр и ширина ходовых колес для всех типов монорельсовых локомотивов практически одинаковы, поскольку они ограничиваются размерами монорельсового пути. Поэтому предельное допускаемое статическое усилие согласно /5/ составляет не более 10 кН на одну пару ходовых колес.

19) Определяется предельная масса прицепной части состава на наибольшем подъеме

$$m_r = \frac{Z_k \cdot P_z \cdot (\psi - W'_{h'})}{g \cdot (W' \cdot \cos \beta_m + \sin \beta_m)} - M_l, \quad (6.27)$$

где P_z – усилие прижатия пары приводных колес, равное P_n/Z_k , кН.

20) Для каждого из заданных участков пути находится необходимая мощность для перемещения массы m_r и локомотива.

$$N_i = V \cdot (g \cdot (m_r + M_l) \cdot (W' \cdot \cos \beta_i + \sin \beta_i) + Z_k \cdot P_z \cdot W'_{кл}) / \eta, \quad (6.28)$$

где β_i – средний угол наклона i -го участка,

Значение скорости V необходимо принимать на горизонтальных участках 20 км/ч (5,56 м/с), а на наклонных – 10 км/ч (2,78 м/с).

21) Вычисляется коэффициент использования установленной мощности, который представляет собой отношение

$$K_{ni} = N_i / N_c. \quad (6.29)$$

22) Определяется необходимое число тяговых устройств в составе поезда при движении по заданным участкам пути

$$Z_{mi} = Z_m \cdot K_{ni}. \quad (6.30)$$

Здесь значение Z_{mi} следует округлить до целого в большую сторону.

23) Если на отдельных участках значение K_{ni} меньше единицы, то целесообразно увеличить массу прицепной части монорельсового поезда по нескольким ступеням провозной способности, каждая из которых должна соответствовать определенному значению указанной массы. Первую ступень возможно применять при углах наклона до 4° , вторую – до 8° , а третью – до 20° .

24) Вычисляется достаточное по сцеплению усилие прижатия пары приводных колес при движении на i -ом участке пути

$$P_i = \frac{g \cdot (W' \cdot \cos \beta_i + \sin \beta_i) \cdot (m_r + M_l)}{Z_k \cdot (\psi - W'_{h'})}. \quad (6.31)$$

- 25) Находятся потери мощности, связанные с применением прижимного устройства с нерегулируемым усилием прижатия на каждом i -ом участке пути

$$\Delta N_i = V \cdot Z_k \cdot W'_{кл} \cdot (P_z - P_i) / \eta. \quad (6.32)$$

- 26) Если потери мощности ΔN_i составляют менее 5% от суммарной N_c , то применяется прижимное устройство с постоянным усилием прижатия. В противном случае выделяется три или четыре фиксированных уровня усилия прижатия так, чтобы возникающие за счет этого потери не превышали 5%.

Использование автоматического прижимного устройства необходимо: если

$$Z_k \cdot W'_{кл} \cdot (P_z - P_i) > M_{ny} \cdot (W' \cdot \cos \beta_i + \sin \beta_i), \quad (6.33)$$

где M_{ny} – масса механизма, обеспечивающего автоматический прижим приводных колес (устанавливается конструктивно), т.

Пример. Определить число пар приводных колес тягового устройства монорельсового локомотива и его мощность, если требуемое тяговое усилие $W_{лм} = 14$ кН, скорость движения $V_r = 2$ м/с, а угол наклона монорельсового пути 12° . Футеровка приводных колес выполнена из полиуретана, допускающего усилие прижатия до 10 кН. За образец принять тяговое устройство, у которого при мощности $N_{мо} = 25$ кВт масса $m_{мо} = 2200$ кг.

Решение.

1. По (6.9) вычисляем необходимое усилие прижатия приводных колес к монорельсу

$$P_{n1} = 1,2 \cdot 14 / 0,45 = 37,33 \text{ кН.}$$

Здесь значение коэффициента сцепления берется по табл. 6.1.

2. Согласно (6.10) определяем

$$W_k = 0,025 \cdot 37,5 = 0,93 \text{ кН.}$$

3. Тогда мощность для движения состава по (6.11) будет

$$N_o = (14 + 0,93) \cdot 2 / 0,8 = 37,3 \text{ кВт.}$$

4. Определяем массу тягового устройства по выражению (6.12)

$$m_{mn} = 2200 \cdot 37,3 / 25 = 3282 \text{ кг.}$$

5. С учетом этого значения массы тягового устройства, сопротивление движению равно (6.13)

$$W_c = 14 + 0,93 + 9,81 \cdot 3282 \cdot 10^{-3} (0,015 \cdot \cos 12^\circ + \sin 12^\circ) = 22,1 \text{ кН.}$$

6. Согласно (6.15) уточняем усилие прижатия приводных колес

$$P_n = 1,2 \cdot 22,1 / 0,45 = 58,9 \text{ кН.}$$

7. Определяем по (6.16) число пар приводных колес

$$Z_k = 58,9 / (2 \cdot 10) = 2,9.$$

Округляем до целого в большую сторону и окончательно принимаем 3 пары приводных колес.

8. Уточняем мощности привода тягового устройства (6.14).

$$N_c = 1,2 \cdot 22,1 \cdot 2 / 0,8 = 66,3 \text{ кВт.}$$

Пример. Найти необходимый отход приводных колес при движении тягового устройства по горизонтальным закруглениям и предельную ширину приводных колес, при которой возможно движение по вертикальным выпуклым закруглениям без заклинивания, если диаметр приводных колес $D_n = 0,42$ м, жесткая база $S_\sigma = 0,7$ м, радиусы закругления: горизонтальные $R_r = 4$ м, а вертикальные $R_\sigma = 8$ м. Монорельс выполнен из двутавра № 16у и имеет наклон нижних полок $\alpha_n = 6^\circ$. Приводные колеса установлены с эксцентриситетом $E_i = 0,01$ м и расстоянием $C = 3 \cdot 10^{-3}$ м. Радиус ходовых колес $r = 0,06$ м.

Решение.

1. Определим отход приводных колес при движении по горизонтальным закруглениям по выражению (6.19).

$$\Delta b_i = \sqrt{4^2 - 0,01^2} - \sqrt{4^2 - 0,7^2 / 4} = 0,015 \text{ м.}$$

2. Согласно (6.23) вычислим

$$\beta_o = \arctg \frac{0,01}{\sqrt{(8 + 0,06)^2 - 0,7^2 / 4 + 3 \cdot 10^{-3}}} = 1,244 \cdot 10^{-3}.$$

3. Тогда

$$\alpha_a = \arctg \left(\frac{\text{tg } 6^\circ}{1,244 \cdot 10^{-3}} \right) = 89,3^\circ;$$

$$x_c = 0,42 \cdot (1 - \sin 89,3^\circ) / 2 = 1,42 \cdot 10^{-5} \text{ м;}$$

$$D_k = 2 \cdot \sqrt{0,42 \cdot 10^{-5} - (1,4 \cdot 10^{-5})^2} = 4,88 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

4. По (6.20) устанавливаем, при какой ширине колес возможно движение без заклинивания.

$$B_n = 2 \cdot \left(\sqrt{(8 + 0,06)^2 - 0,7^2 / 4} - \sqrt{8^2 - (0,01 - 4,88 \cdot 10^{-3} / 2)^2} \right) + 3 \cdot 10^{-3} = 0,11 \text{ м.}$$

Задача. Определить запас прочности каната, мощность и вращающий момент на выходном валу привода напочвенной дороги для следующих условий (табл.6.3).

Таблица 6.3.

Исходные данные

№ вар	Длина выработки, м	Угол наклона, град		Масса груза, т	Диаметр каната, мм	Скорость движения м/с	Диаметр приводного шкива, м
		средний	максимальный				
1	2500	5	9	3	15,0	2,0	0,60
2	1250	5	9	10	16,5	1,2	0,60
3	1700	12	15	3	22,0	2,0	0,60
4	3000	4	5	10	22,0	1,2	0,60
5	3100	3	6	8	23,5	2,0	0,51
6	2800	10	11	2	10,0	2,0	0,51
7	1500	12	14	5	16,5	2,0	0,60
8	1800	8	12	5	15,0	1,2	0,60
9	2400	7	9	12	22,0	2,0	0,60
10	500	10	12	8	16,5	0,85	0,60
11	1100	12	14	4	16,5	2,0	0,60
12	800	2	5	10	15,0	0,85	0,60
13	2100	5	7	10	16,5	1,2	0,60
14	2300	5	8	15	22,0	1,2	0,60
15	1750	12	16	8	16,5	1,2	0,45
16	900	4	8	10	20,0	1,2	0,45
17	1250	3	6	2	15,0	0,85	0,45
18	1500	10	15	8	16,5	2,0	0,45
19	250	12	18	4	16,5	2,0	0,45
20	700	8	10	12	22,0	2,0	0,45

Задача. Определить число приводных колес тягового устройства монорельсового локомотива и его мощность для следующих условий (табл.6.4).

Таблица 6.4.

Исходные данные

№ вар.	Тяговое усилие	Скорость движения, м/с	Угол наклона пути, град	Допускаемое усилие прижатия приводных колес, кН
1	6	1,2	18	10
2	8	2,0	12	10
3	5	2,0	8	10
4	12	1,2	10	12
5	11	1,0	15	12
6	10	1,2	15	12
7	9	2,0	9	12
8	7	2,0	7	10
9	14	1,2	14	10
10	13	1,4	12	10
11	15	1,8	6	10
12	6	1,8	6	12
13	8	1,8	12	12
14	5	1,8	14	18
15	12	1,2	7	18
16	11	1,2	9	18
17	10	1,2	15	10
18	9	2,0	15	10
19	7	2,0	8	10
20	14	2,0	8	10

Задача. Найти необходимый отход приводных колес при движении тягового устройства монорельсового локомотива по горизонтальным закруглениям и предельную ширину приводных колес, при которой возможно движение по вертикальным выпуклым закруглениям без заклинивания, если монорельс выполнен из двутавра № 16у, радиус ходовых колес $r=0,06$, для следующих условий (табл.6.5).

Таблица 6.5.

Исходные данные

№ вар.	Диаметр приводных колес, м	Жесткая база тягового устройства	Радиусы закруглений, м		Параметры, м	
			вертикальные	горизонтальные	E_i	$C \cdot 10^{-3}$
1	2	3	4	5	6	7
1	0,32	0,7	10	4	0	3
2	0,32	0,6	12	5	0	3
3	0,32	0,5	8	6	0	3
4	0,42	0,7	8	4	0	3
5	0,42	0,8	10	5	0	3
6	0,42	0,8	12	6	0	3
7	0,34	0,6	8	4	0	3
8	0,33	0,8	9	5	0	3
9	0,34	0,5	10	6	0	3
10	0,52	0,7	8	6	0	3

1	2	3	4	5	6	7
11	0,52	0,8	9	5	0,01	2
12	0,52	0,9	8	4	0,01	2
13	0,25	0,4	9	4	0,01	2
14	0,25	0,3	10	4	0	2
15	0,25	0,6	12	5	0	2
16	0,34	0,8	12	6	0	2
17	0,34	0,7	10	7	0	2
18	0,34	0,4	9	8	0	2
19	0,38	0,5	10	5	0	2
20	0,34	0,6	11	4	0	2

7. ОБОРУДОВАНИЕ ПОДЗЕМНЫХ СТАНЦИЙ

7.1. Опрокидыватели

Потребное число опрокидываний в минуту

$$n_o = Q / 60 \cdot G; \quad (7.1)$$

где G – грузоподъемность вагонетки, т;

Q – расчетная часовая производительность, т/ч.

Продолжительность одного цикла опрокидывания

$$t = 60 / n_o, \text{ с}, \quad (7.2)$$

Продолжительность одного оборота опрокидывания

$$t_o = t - (t_1 + t_2), \text{ с}, \quad (7.3)$$

где t_1 – продолжительность обмена вагонеток в опрокидывателе, с;

t_2 – продолжительность включения опрокидывателя, с.

Средняя скорость на окружности бандажа барабана опрокидывателя

$$V = \pi \cdot D / t_o, \text{ м/с}, \quad (7.4)$$

где D – диаметр бандажа барабана, м.

Сила давления на приводной и поддерживающий ролики (рис.7.1)

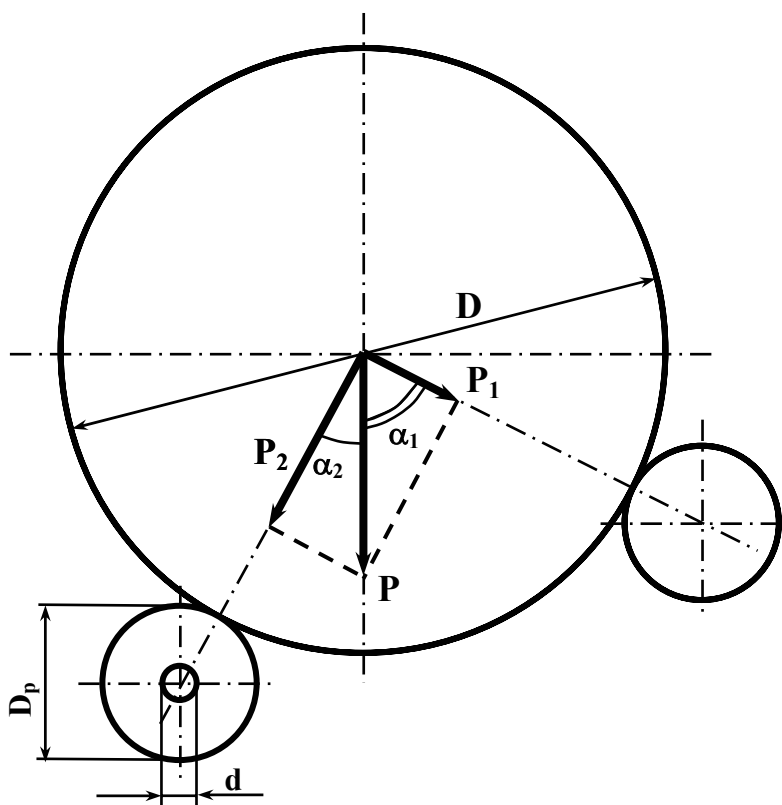


Рис. 7.1. Схема действия сил в опрокидывателе

$$P_1 = P \cdot g \cdot \frac{\sin \alpha_2}{\sin(\alpha_1 + \alpha_2)}, \text{ кН}; \quad (7.5)$$

$$P_2 = P \cdot g \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \alpha_2)}, \text{ кН}; \quad (7.6)$$

$$P = G_g + G_l, \text{ т}$$

где G_g – масса вагонетки с грузом, т;

$G_l = (0,9 \div 1,3) \cdot G_g$ – масса барабана опрокидывателя, т.

Сила сопротивления вращению барабана при установившемся движении

$$W_1 = (P_1 + P_2) \cdot w'_p, \text{ кН}, \quad (7.7)$$

где w'_p – коэффициент сопротивления вращению.

$$w'_p = \frac{2 \cdot k + \mu \cdot d}{D_p}, \quad (7.8)$$

где $k=0,5$ – коэффициент трения качения, мм;

μ – приведенный коэффициент трения в подшипниках роликов (при подшипниках скольжения $\mu=0,15$, при подшипниках качения $\mu=0,004$);

d – диаметр шейки оси валика, мм;

D_p – диаметр приводного ролика, мм.

Мощность электродвигателя при установившемся движении

$$N = W_1 \cdot V / \eta_p, \text{ кВт}, \quad (7.9)$$

где η_p – КПД привода опрокидывателя.

Сила сопротивления вращению барабана опрокидывателя в период ускорения

$$W_2 = P_2 \cdot \frac{f \cdot D_p + \mu \cdot d}{D_p}, \text{ кН}, \quad (7.10)$$

где f – коэффициент трения скольжения между барабаном опрокидывателя и роликами (при мокрых роликах $f=0,15$, при сухих $f=0,18 \div 0,2$).

Мощность электродвигателя в период ускорения

$$N_2 = W_2 \cdot V / \eta_p, \text{ кВт}. \quad (7.11)$$

Мощность электродвигателя может быть принята на 30-40% меньше величины N_2 .

Пример. Определить мощность привода барабанного опрокидывателя производительностью $Q=90$ т/ч.

Вагонетки ВГ 1,2 ($G=1,0$ т, $G_0=0,63$ т), продолжительность обмена вагонеток $t_1=20$ с, продолжительность включения $t_2=2$ с, углы $\alpha_1=30^\circ$, $\alpha_2=45^\circ$.

Решение. Устанавливаем число опрокидываний в минуту согласно (7.1):

$$n_0 = 90 / 60 \cdot 1,0 = 1,5.$$

Тогда продолжительность одного цикла опрокидывания (7.2) будет

$$t = 60 / 1,5 = 40 \text{ с}.$$

Определим продолжительность оборота опрокидывания (7.3)

$$t_0 = 40 - (20 + 2) = 18 \text{ с}$$

Средняя скорость на окружности бандажа опрокидывателя (7.4) равна

$$V = 3,14 \cdot 2,8 / 18 = 0,49 \text{ м/с}.$$

С учетом того, что масса загруженной вагонетки

$$G_g = G + G_0 = 1,0 + 0,63 = 1,63 \text{ т},$$

масса барабана

$$G_l = (0,9 \div 1,3) \cdot G_g = 1,3 \cdot 1,63 = 2,1 \text{ т}.$$

Общая масса равна

$$P = G_g + G_l = 1,63 + 2,1 = 3,73 \text{ т}.$$

Таблица 7.1.

Круговые опрокидыватели шахтных вагонеток типа ОВШ

Наименование параметров	Показатели для различного исполнения				
	ОВШ 1-1,0-600	ОВШ 1-1,3-600	ОВШ 1-1,6-600	ОВШ 1-2,5-900	ОВШ 1-3,3-900
Диаметр барабана, мм	2800			3000	
Длина барабана, мм	1900	2200	2800	3000	3600
Продолжительность одного оборота барабана	9			10	
Количество одновременно разгружаемых вагонеток	1			1	
Ширина колеи, мм	600			900	
Установленная мощность привода, кВт	11				
Передаточное число редуктора	31,5			31,5	
Общее передаточное число опрокидывателя	150,67			150,67	
Модель разгружаемой вагонетки	ВГ1,0-600	ВГ1,3-600	ВГ1,6-600	ВГ2,5-900	ВГ-3,3-900
Масса опрокидывателя, кг	9360	9650	10250	10650	11400

Продолжение таблица 7.1.

Круговые опрокидыватели шахтных вагонеток типа ОВШ

Наименование параметров	Показатели для различного исполнения	
	ОВШ 2-1,3-600	ОВШ-1,6-600
Диаметр барабана, мм	2800	
Длина барабана, мм	4490	5870
Продолжительность одного оборота барабана	9	
Количество одновременно разгружаемых вагонеток	2	
Ширина колеи, мм	600	
Установленная мощность привода, кВт	11	
Передаточное число редуктора	31,5	
Общее передаточное число опрокидывателя	150,67	
Модель разгружаемой вагонетки	ВГ1,0-600 ВГ1,3-600	ВГ1,6-600
Масса опрокидывателя, кг	13900	15400

Круговые опрокидыватели шахтных вагонеток

Наименование параметров	Показатели для различного исполнения				
	ОК-1,0-600	ОК -1,3-600	ОК 1-1,6-600	ОК 1-2,5-900	ОК 1-3,3-900
Диаметр барабана, мм	2800			3000	
Длина барабана, мм	1940	2800	3080	3700	
Продолжительность одного оборота барабана	11			12	
Количество одновременно разгружаемых вагонеток	1				
Ширина колеи, мм	600			900	
Установленная мощность привода, кВт	11			11	
Передаточное число редуктора	12,5			12,5	
Общее передаточное число опрокидывателя	161,92			173,6	
Число приводов	1				
Модель разгружаемой вагонетки	ВГ1,0-600	ВГ1,2-600 ВГ1,3-600	ВГ1,6-600	ВГ2,5-900	ВГ3,3-900
Масса опрокидывателя, кг	9480	10560	11000	13300	14100

Продолжение таблицы 7.2.

Круговые опрокидыватели шахтных вагонеток

Наименование параметров	Показатели для различного исполнения					
	ОК2-1,0-600	ОК2-1,3-600	ОК-1,4-600	ОК2-1,6-600	ОК2-2,5-900	ОК2-3,3-900
Диаметр барабана, мм	2800			3000		
Продолжительность одного оборота барабана	11			12		
Количество одновременно разгружаемых вагонеток	2			2		
Ширина колеи, мм	600			900		
Установленная мощность привода, кВт	11			11		
Передаточное число редуктора	12,5			12,5		
Общее передаточное число опрокидывателя	161,92			173,6		
Число приводов	2			2		
Модель разгружаемой вагонетки	ВГ1,0-600	ВГ1,2-600 ВГ1,3-600	ВГ1,4-600	ВГ1,6-600	ВГ2,5-900	ВГ3,3-900
Масса опрокидывателя, кг	12800	15000	17100	17740	20100	21800

Тогда сила давления на приводной и поддерживающий ролики согласно (7.5) и (7.6)

$$P_1 = 3,73 \cdot 9,8 \cdot \sin 45^\circ / \sin(30^\circ + 45^\circ) = 26,8 \text{ кН};$$

$$P_2 = 3,73 \cdot 9,8 \cdot \sin 30^\circ / \sin(30^\circ + 45^\circ) = 18,9 \text{ кН};$$

Определим коэффициенты w'_p , если $d=110\text{мм}$, $D_p=420\text{мм}$

$$w'_p = \frac{2 \cdot k + \mu \cdot d}{D_p} = \frac{2 \cdot 0,5 + 0,15 \cdot 110}{420} = 4,2 \cdot 10^{-2}.$$

При установившемся движении сила сопротивления вращению барабана (7.7) равна

$$W_1 = (26,8 + 18,9) \cdot 4,2 \cdot 10^{-2} = 1,92 \text{ кН},$$

а мощность при КПД $\eta_p=0,9$ согласно (7.9)

$$N_1 = 1,92 \cdot 0,49 / 0,9 = 1,05 \text{ кВт}.$$

Сила сопротивления вращению барабана в период ускорения будет

$$W_2 = P_2 \cdot \frac{f \cdot D_p + \mu \cdot d}{D_p} = \frac{0,15 \cdot 420 + 0,15 \cdot 110}{420} = 3,58 \text{ кН}.$$

Тогда мощность двигателя в период ускорения (7.11) равна

$$N_2 = 3,58 \cdot 0,49 / 0,9 \cong 2 \text{ кВт}.$$

7.2. Толкатели. Определение мощности привода

Сила сопротивления проталкиванию составов через опрокидыватель в период трогания:

$$W_{zp} = (G + G_0) \cdot g \cdot Z_{zp} \cdot (w'_{zp} \pm i + k \cdot a / g) + G_0 \cdot g \cdot Z_{nop} \cdot (w'_{nop} \pm i + k \cdot a / g), \text{ Н}, \quad (7.12)$$

где G, G_0 – мертвая масса и грузоподъемность вагонетки, кг;

Z_{zp}, Z_{nop} – число соответственно груженых и порожних вагонеток, проталкиваемых толкателем;

i – уклон пути (знак плюс – при движении на подъем, знак минус – при движении под уклон);

$a=0,2 \div 0,55$ – ускорение состава при трогании с места, м/с^2 ;

$k=1,075$ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс;

w'_{zp}, w'_{nop} – коэффициент сопротивления движению соответственно груженых и порожних вагонеток.

Мощность электродвигателя по максимальному усилию

$$N = W_{zp} \cdot V / 1000 \cdot \eta, \text{ кВт}, \quad (7.13)$$

где V – скорость движения кулака толкателя, м/с ;

$\eta=0,83 \div 0,9$ – к.п.д. привода.

Продолжительность хода кулака толкателя

$$t = t_1 + t_2 + t_3, \text{ с}, \quad (7.14)$$

где t_1, t_2, t_3 – продолжительность соответственно периода разгона, установившегося движения и торможения, с.

Если считать изменение скорости толкателя по закону прямой, то

$$\begin{cases} t_1 = V / a, \text{ с} \\ t_3 = V / b, \text{ с} \end{cases} \quad (7.15)$$

Можно принимать $a = 0,2 \div 0,25 \text{ м/с}^2$, $b = 0,3 \div 0,4 \text{ м/с}^2$;

$$t_2 = \frac{l}{V} - \frac{t_1 + t_3}{2}, \text{ с}, \quad (7.16)$$

где l – путь перемещения состава за одно включение, равный длине вагонетки между сцепками.

Пример. Определить количество груженых вагонеток, проталкиваемых толкателем через опрокидыватель в период трогания, если мощность электродвигателя равна $N=15\text{кВт}$, скорость проталкивания $V=0,4\text{м/с}$, к.п.д. $\eta=0,83$, движение происходит под уклон, равный $0,002$, вагонетки $G=1000\text{кг}$, $G_0=630\text{кг}$.

Решение. Определим возможное усилие проталкивания, развиваемое толкателем, W_{zp} согласно (7.13)

$$W_{zp} = 15 \cdot 0,83 / 0,4 = 31,5 \text{ кН.}$$

Принимаем для составов из вагонеток $G+G_0=1000+630 = 1630\text{кг}$, $w'_{zp}=0,009$ и $w'_{nop}=0,011$. При пуске эти значения коэффициента сопротивления будут

$$w'_{zp,n} = 1,5 \cdot w'_{zp} = 1,5 \cdot 0,009 = 0,0135$$

$$w'_{nop,n} = 1,5 \cdot w'_{nop} = 1,5 \cdot 0,011 = 0,0165$$

Тогда из (7.12) возможное число груженых вагонеток

$$Z_{gp} = \frac{31,5 - 0,63 \cdot 0 \cdot 9,8 \left(0,016 - 0,002 + \frac{1,075 \cdot 0,5}{9,8} \right)}{(0,63 + 1,0) \cdot 9,8 \left(0,0135 - 0,002 + \frac{1,075 \cdot 0,5}{9,8} \right)} = 29$$

Пример. Найти усилие, действующее на кулак толкателя при проталкивании состава из $Z_{gp}=20$ вагонеток ВГ-3,3, если уклон путей до опрокидывателя $i_1=0,001$, а после $i_2=0,005$ (последний отрицательный). Скорость проталкивания принять $V=0,4\text{м/с}$, $t_1=2\text{с}$, $t_2=5\text{с}$, $t_3=1\text{с}$. Считать, что когда один состав разгружен наполовину, к нему может быть прицеплен второй груженный состав.

Решение. Определим продолжительность хода толкателя согласно (7.14)

$$t = 2+5+1 = 8\text{с.}$$

В период трогания ускорение кулака толкателя будет вычисляться на основании (7.15)

$$a_{mp} = 0,4 / 2 = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

Аналогично и в период остановки

$$a_0 = 0,4 / 1 = 0,4 \text{ м/с}^2.$$

Принимаем для составов из вагонеток ВГ-3,3 $w'_{gp}=0,008$, тогда

$$w'_{zp,n} = 1,5 \cdot w'_{zp} = 1,5 \cdot 0,008 = 0,012$$

Усилие на кулаке в период замедления будет

$$\begin{aligned} W_{zp} &= g \cdot Z_{gp} \cdot [(2 \cdot G + 1,5 \cdot G_0) \cdot (w'_{zp} \cdot i_1 + k \cdot a_{mp} / g) - 0,5 \cdot G_0 \cdot i_2] = \\ &= 20 \cdot 9,8 \cdot [(2 \cdot 1,27 + 1,5 \cdot 30) \cdot (0,012 + 0,001 + 1,075 \cdot 0,2 / 9,8) - 0,5 \cdot 1,27 \cdot 0,005] = \\ &= 47,6 \text{ кН.} \end{aligned}$$

7.3. Бункеры. Определение пропускной способности бункеров

Для бункеров непрерывного действия пропускная способность

$$Q_5 = 3600 \cdot V \cdot \gamma \cdot F_n \tag{7.17}$$

где V – скорость истечения насыпного груза из отверстия бункера, м/с;

γ – насыпная плотность груза, т/м³;

F_n – площадь отверстия истечения, определяемая с учетом кусковатости груза, м²;
для круглого отверстия $\pi(D-a')^2/4$ (D – диаметр отверстия); для прямоугольного отверстия $F_n=(A-a') \cdot (B-a')$ (A и B размеры сторон).

Таблица 7.3.

Толкатели шахтных вагонеток

Наименование параметров	Показатели для различного исполнения					
	ТЦС40-2,6	ТЦС40-3,0	ТЦС40-3,8	ТЦН	ТКО	ТГШ
Толкающее усилие, кН	40	40	60	16	16	60
Скорость проталкивания составов, м/с	0,4	0,4	0,36	0,8	0,5	0-0,6
Ход кулака, мм	2600	3000	3875	3500-13000	10400-80000	2200-4200
Установленная мощность двигателя, кВт	15	15	20	7,5	11	45,1
Типоразмер обрабатываемой вагонетки	ВГ1,0-600 ВГ1,1-600 ВГ1,3-600	ВГ1,4-600 ВГ1,6-600	ВГ2,5-900 ВГ3,3-900	ВГ, ВД, ВДК	ВГ, ВД, ВДК	ВГ, ВД, ВДК
Место контакта рабочего органа с вагонеткой	подвагонный упор			Буфер, подвагонный упор	Ось, подвагонный упор	
Масса, кг	3820	3900	4600	1980-2780	3900	5900-7600

Пропускная способность бункера зависит от скорости истечения сыпучих материалов V . Средняя скорость движения насыпного груза из выпускного отверстия бункера при гидравлическом истечении

$$V \approx \lambda_u \cdot \sqrt{2 \cdot h \cdot g}, \quad (7.18)$$

где λ_u – коэффициент истечения;
 h – высота столба насыпного груза, м;
 g – ускорение свободного падения, м/с².

Коэффициент истечения для насыпных грузов колеблется в пределах 0,2...0,65, причем большие значения характерны для сухих, сортированных, хорошо сыпучих материалов.

При нормальном истечении скорость груза зависит от размеров и формы выпускного отверстия. Для расчета скорости истечения нужно сначала определить гидравлический радиус отверстия истечения R_2 . Критическое значение этого радиуса $R_{кр}$.

Гидравлический радиус

$$R_2 = F_u / L, \quad (7.19)$$

где F_u – эффективная площадь отверстия истечения, м²;
 L – периметр отверстия истечения, м.

Гидравлический радиус для квадратного и круглого отверстий при $D=A$.

$$R_2 = (A-a')/4, \text{ м}, \quad (7.20)$$

для прямоугольного

$$R_2 = (A-a') \cdot (B-a') / 2 \cdot (A+B-2 \cdot a'), \text{ м}, \quad (7.21)$$

для щелевого

$$R_2 = (A-a')/2, \text{ м}. \quad (7.22)$$

Критический гидравлический радиус отверстия истечения

$$R_{кр} = \tau_0 / \gamma \cdot K_n \cdot g + a'/2, \text{ м}, \quad (7.23)$$

где τ_0 – начальное сопротивление сдвигу, Н;
 K_n – коэффициент подвижности, определяемый приближенно, как
 $K_n = 0,18/f$,

где f – коэффициент внутреннего трения;

γ – плотность груза, т/м³.

При гидравлическом радиусе отверстия истечения $R_c \geq R_{кр}$. Скорость истечения груза

$$V = \lambda_u \cdot \sqrt{2 \cdot g \left(1,6 \cdot R_c - \frac{\tau_0}{g \cdot \gamma \cdot f} \right)}, \text{ м/с}, \quad (7.24)$$

при $R_c \leq R_{кр}$.

$$V = \lambda_u \cdot \sqrt{2 \cdot g \left(2,1 \cdot R_c - \frac{3,4 \tau_0}{g \cdot \gamma \cdot f} \right)}, \text{ м/с}, \quad (7.25)$$

Размеры a' типичного куска для сортированных грузов

$$a' = (a_{\min} + a_{\max}) / 2; \quad (7.26)$$

для рядовых грузов

$$a' = (0,8 \dots 1) \cdot a_{\max}. \quad (7.27)$$

Пример. Определить пропускную способность бункера непрерывного действия при следующих исходных данных:

- насыпной груз – сухой сортированный каменный уголь, $\gamma=0,8\text{т/м}^3$;
- крупность кусков $a'=50\text{мм}$;
- диаметр выпускного отверстия $D=400\text{мм}$.

Решение. По формуле 7.20 определяем гидравлический радиус при $A=D$.

$$R_c = D - a' / 4 = 0,4 - 0,05 / 4 = 0,088\text{м}.$$

По формуле 7.23 находим критический радиус, принимая для сухого сортированного угля $\tau_0=0$

$$R_{кр} = a' / 2 = 0,05 / 2 = 0,025\text{м}$$

Поскольку $R_c > R_{кр}$, скорость истечения V , рассчитываем по формуле 7.24 при $\tau_0=0$ и $\lambda_u=0,5$

$$V = \lambda_u \cdot \sqrt{3,2 \cdot g \cdot R_c} = 0,5 \sqrt{3,2 \cdot 9,81 \cdot 0,088} = 0,83 \text{ м/с}.$$

Площадь отверстия истечения находим по выражению

$$F_u = \pi \cdot (D - a')^2 / 4 = 3,14 \cdot (0,4 - 0,05)^2 / 4 = 0,095\text{м}^2.$$

По формуле 7.24 определяем пропускную способность

$$Q_б = 3600 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 0,095 = 227 \text{ т/ч}.$$

Задача. Определить пропускную способность бункера непрерывного действия при следующих исходных данных (табл. 7.4).

Таблица 7.4.

Исходные данные					
№	Транспортируемый материал	Крупность кусков, мм	Насыпная плотность, т/м ³	Диаметр выпускного отверстия, мм	Коэффициент истечения
1	2	3	4	5	6
1	Сухой сортированный уголь	50	0,8	500	0,5
2	Влажный рядовой уголь	100	0,9	600	0,3
3	Влажный сортированный уголь	50	0,85	400	0,3
4	Сухой рядовой уголь	150	0,9	600	0,6

1	2	3	4	5	6
5	Сухой сортированный уголь	100	1,0	500	0,5
6	Влажный рядовой уголь	50	1,1	400	0,35
7	Сухой рядовой уголь	200	0,95	700	0,6
8	Сухой рядовой уголь	100	0,8	600	0,5
9	Влажная порода	200	1,6	700	0,4
10	Сухая порода	300	1,5	800	0,5
11	Сухой рядовой уголь	300	1,0	700	0,6
12	Влажный рядовой уголь	250	1,1	700	0,25
13	Влажный сортированный уголь	100	0,8	500	0,2
14	Сухая порода	200	1,5	600	0,6
15	Влажная порода	250	1,6	700	0,3
16	Сухой рядовой уголь	150	1,0	400	0,5
17	Влажный сортированный уголь	50	1,0	500	0,25
18	Сухой рядовой уголь	250	1,0	700	0,5
19	Влажный рядовой уголь	150	0,90	600	0,3
20	Влажный рядовой уголь	200	0,85	500	0,35

7.4. Маневровые лебедки. Определение основных параметров

Маневровые однобарабанные лебедки предназначены для откатки груженых и порожних составов у погрузочных и обменных пунктов, в околоствольных выработках и на других горизонтальных участках в шахтах, опасных по газу и пыли, а также на поверхности.

Маневровые двухбарабанные лебедки служат для передвижения составов вагонеток в прямом и обратном направлениях.

Технические характеристики маневровых однобарабанных лебедок серии ЛВД представлены в табл. 7.5. Эти лебедки в настоящее время сняты с производства, однако продолжают широко эксплуатироваться.

Технические характеристики шахтных маневровых и грузовых лебедок, выпускаемых в настоящее время, представлены в табл. 7.6.

Технические характеристики шахтных лебедок с пневматическим приводом представлены в табл. 7.7.

Если маневровая лебедка предназначается для стационарного погрузочного пункта с разминкой у места погрузки, то она рассчитывается на 1,5 груженых и 1,5 порожних состава, если для переносного погрузочного пункта или полустационарного с малым сроком службы при наличии отстающей разминки – на один полный груженный состав.

Тяговое усилие лебедки для различных вариантов ее применения:

а) на стационарном погрузочном пункте:

$$W = (G+G_0) \cdot 1,5 \cdot g \cdot Z_{zp} \cdot (w'_{zp} \pm i) + G_0 \cdot 1,5 \cdot g \cdot Z_{nop} \cdot (w'_{nop} \pm i), \text{ Н}, \quad (7.12)$$

где G, G_0 – соответственно грузоподъемность и масса тары вагонетки, кг;
 Z_{zp}, Z_{nop} – количество соответственно груженых и порожних вагонеток в составе;
 i – удельное сопротивление от уклона пути, Н/кН;
 w'_{zp}, w'_{nop} – основное удельное сопротивление движению соответственно груженого и порожнего составов, Н/кН;

б) на переносном или полустационарном погрузочном пункте:

$$W = (G+G_0) \cdot g \cdot Z_{zp} \cdot (w'_{zp} \pm i), \text{ Н}, \quad (7.36)$$

Для случая а) и б) принято, что тяговый канат и другие элементы не трутся о почву выработки, поскольку расстояние транспортирования сравнительно невелико. Поэтому при определении тягового усилия лебедки сопротивление движению канатов не учитывается.

в) откатка составов по горизонтальной выработке

$$W = (G+G_0) \cdot g \cdot Z_{zp} \cdot (w'_{zp} \pm i) + q_k \cdot L_k \cdot w'_k, \text{ Н}, \quad (7.37)$$

где q_k – вес 1 м каната, Н/м;

L_k – длина каната, м (длина откатки);

w'_k – коэффициент сопротивления движению каната, $w'_k=0,45 \div 0,55$ – при трении каната о почву.

Таблица 7.5.

Технические характеристики шахтных однобарабанных маневровых лебедок серии ЛВД

Наименование параметров	ЛВД 11	ЛВД 12	ЛВД 13	ЛВД 14	ЛВД 21	ЛВД 23	ЛВД 24	ЛВД 33	ЛВД 34
Тяговое усилие	9	6,3	9	6,3	18	18	12,5	18	12
Средняя скорость навивки каната, м/с	0,25	0,35	0,5	0,7	0,25	0,5	0,7	1,0	1,4
Диаметр каната, мм	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	15,5	15,5	15,5	15,5
Канатоемкость барабана, м	200	200	200	200	150	150	250	600	600
Электродвигатель мощность, кВт	ВАОЛ 42-8 3 при ПВ=40%		ВАОЛ 42-4 5,5 при ПВ=25%		ВАОЛ 52-8 5,5 при ПВ=40%		ВАОЛ 52-4 13 при ПВ=25%		ВРП180 22
частота вращения (синхронная), об/мин	750		1500		750		1500		
Редуктор тип	трехступенчатый планетарный								
передаточное число	61	44	61	44	75		50	54	36
Основные размеры:									
длина	770	770	770	770	920	920	720	980	980
ширина	1000	1000	1000	1000	1040	1040	1000	1940	1940
высота	700	700	700	700	820	820	700	1040	1040
Масса, кг	460	460	460	460	660	660	440	1600	1600

Таблица 7.6.

Технические характеристики шахтных лебедок с электрическим приводом

Наименование показателей	ЛВШ 22	ЛВШ 24	1ЛВШ	МК6 ¹	МК7 ¹	ШГ1250Н *2Э	ШГ1800Н *1,7	1В25	2ЛВ	1ВВ50
Тяговое усилие, кН	12,5	12,5	14	16,5	18	12,5	18	25	25	50
Средняя скорость на- вивки каната, м/с	0,35	0,7	0,7	0,3	0,38	2	1,4	1	1,34 ²	0,7
Диаметр каната, мм	12,5	12,5	12	12,5	12	12	14	17	15	20
Канатоемкость бара- бана, м	250	250	300	150	300	430	310	1000	1200	1200
Электродвигатель: мощность, кВт	5,5	13	13	7,5	7,5	30	30	22	30	55
частота вращения (синхронная), об/мин	750	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	750
Основные размеры, мм										
длина	940	940	940	1175	1175	2230	2230	1070	2120	485
ширина	1100	1100	1175	850	850	850	968	2250	1225	270
высота	820	820	820	765	660	1095	1095	1100	1080	490
Масса, кг	660	660	700	850	810	2200	2200	2400	2200	130

1 – двухбарабанная лебедка
2 – скорость на последнем слое навивки

г) на наклонном заезде

$$W_1 = (G + G_0) \cdot 1,5 \cdot g \cdot Z_{cp} \cdot (w'_{cp} \cdot \cos \beta' + w_{np} \pm \sin \beta'), \text{ Н;} \quad (7.38)$$

$$W_2 = G_0 \cdot g \cdot Z_{nop} \cdot (w'_{nop} \cdot \cos \beta' + w_{np} \pm \sin \beta'), \text{ Н;} \quad (7.39)$$

где β' – угол наклона заезда;

w_{np} – дополнительное сопротивление движению состава в кривых.

При использовании лебедок для откатки составов по наклонным выработкам их расчет ведется так же, как для канатной откатки.

Мощность двигателя лебедки:

$$N = W \cdot V_{cp} / 1000 \cdot \eta, \text{ кВт;} \quad (7.40)$$

где V_{cp} – скорость каната на среднем слое навивки;

η – к.п.д. привода лебедки, для расчета можно принимать $\eta = 0,85 \div 0,9$.

Установленная мощность двигателя

$$N_{уст} = 1,1 \cdot N, \text{ кВт.} \quad (7.41)$$

По найденным значениям W и $N_{уст}$ с учетом требуемой канатоемкости и назначения выбирается лебедка (см. табл. 7.5-7.7)

Пример. Выбрать однобарабанную маневровую лебедку для откатки груженых и порожних составов на стационарном погрузочном пункте с разминкой под погрузочным пунктом. Откатка производится вагонетками с глухим кузовом типа ВГ-2,5 с универсальной вращающейся сцепкой. Число вагонеток в составе $Z=20$.

Таблица 7.7.

Технические характеристики шахтных лебедок с пневматическим приводом

Наименование показателей	ЛП	ШМП - 14	ШВП - 14
Назначение	Перемещение грузов и оборудования, погрузочно-разгрузочные и монтажно-демонтажные работы	Перемещение вагонеток горизонтальных выработках	Транспортирование материалов и оборудования в лавах на крутом падании
Тяговое усилие, кН	95	14	14
Скорость каната на последнем слое каната, м/с	0,65*	0,95	0,95
Диаметр каната, мм	9,7	12,5	12,5
Канатоемкость барабана, м	150	250	250
Пневмодвигатель мощность, кВт	6,3	18,5	18,5
давление воздуха, Мпа	0,4	0,4	0,4
номинальная частота, об/мин	750	1500	1500
Основные размеры			
длина	455	1100	1300
ширина	800	800	800
высота	520	820	820
Масса	235	665	845

* средняя скорость навивки каната.

Решение. Согласно (7.35) потребное тяговое усилие лебедки в данном случае составит $W = 1,52 \cdot 9,8 \cdot 20 \cdot (2,0 + 1,15) \cdot (9 + 5) + 1,5 \cdot 9,8 \cdot 20 \cdot 1,15 \cdot (11 + 5) = 18550 \text{ Н}$,

где $w'_{cp} = 9 \text{ Н/кН}$; $w'_{nop} = 11 \text{ Н/кН}$; $i = i_{max} = 5 \text{ кН}$.

Потребная канатоемкость барабана лебедки при этом составит

$$L = 3 \cdot Z \cdot l_{ваз} = 3 \cdot 20 \cdot 2,8 = 168 \text{ м.}$$

Расчетным параметрам наиболее удовлетворяет маневровая лебедка типа ЛВ25, техническая характеристика дана в табл.7.6.

Согласно (7.40) потребная мощность двигателя лебедки составит

$$N = 18550 \cdot 1,0 / 1000 \cdot 0,9 = 20,6 \text{ кВт.}$$

Установленная мощность (7.41) $N_{уcm} = 1,1 \cdot 20,6 \approx 22 \text{ кВт}$, что соответствует паспортной.

Пример. Рассчитать потребные параметры и выбрать маневровую пневматическую лебедку для откатки груженых составов на передвижном погрузочном пункте с отстающей разминкой, полагая, что откатка производится вагонетками типа ВГ 1,6 при числе вагонеток в составе $Z_{cp} = 25$, $i = 5 \text{ Н/кН}$.

Решение. Согласно (7.36) потребное тяговое усилие лебедки составит

$$W = 25 \cdot (14 + 7,06) \cdot (10 + 5) \approx 7900 \text{ Н.}$$

При этом грузоподъемность вагонетки принята

$$G = V \cdot g \cdot \gamma_{\text{уг}} \cdot \kappa_3 = 1,6 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 9,8 = 14 \text{ кН},$$

где, в свою очередь, насыпная плотность угля принята $\gamma_{\text{уг}}=0,95\text{Т/м}^3$, коэффициент загрузки вагонетки $\kappa_3=0,95$.

Полученному значению тягового усилия наиболее полно удовлетворяет пневматическая маневровая лебедка типа ШМП14 (табл. 7.7) с канатоемкостью барабана 250м, что достаточно при допустимом отставании разминовки от погрузочного пункта на расстояние 250м.

Потребная мощность двигателя лебедки при этом составит

$$N = 7900 \cdot 0,95 / 1000 \cdot 0,9 = 8,3 \text{ кВт.}$$

Установленная мощность

$$N_{\text{уст}} = 1,1 \cdot 8,3 = 9,2 \text{ кВт.}$$

Пример. Определить потребное тяговое усилие и выбрать однобарабанную маневровую электрическую лебедку для наклонного заезда капитального уклона, пройденного под углом $\beta=12^\circ$. Откатка по уклону производится вагонетками грузоподъемностью $G=2040\text{кг}$, собственная масса вагонетки $G_0=1150\text{кг}$, с числом вагонеток в составе $Z=8$.

Проверить, удовлетворяет ли принятая лебедка заданным условиям по установленной мощности двигателя.

Решение. Согласно (7.38, 7.39), пренебрегая дополнительным сопротивлением в кривых

$$W_1 = 8 \cdot 9,8 \cdot (2,04 + 1,15)(9 \cdot \cos 12^\circ + \sin 12^\circ) = 2240 \text{ Н.}$$

$$W_2 = 8 \cdot 9,8 \cdot 1,15 \cdot (11 \cdot \cos 12^\circ - \sin 12^\circ) = 840 \text{ Н.}$$

Окончательно потребное тяговое усилие лебедки принимаем равным $W=W_{\text{max}}=2240\text{Н}$, что дает основание принять к установке лебедку типа ЛВД 12, технические данные которой приведены в табл. 7.5.

Потребная мощность двигателя лебедки

$$N = 2240 \cdot 0,35 / 1000 \cdot 0,9 \cong 0,9 \text{ кВт.}$$

Установленная мощность

$$N_{\text{уст}} = 1,1 \cdot 0,9 \cong 1 \text{ кВт.}$$

Задачи.

Определить мощность привода опрокидывателя для условий (табл.7.8)

Таблица 7.8.

Исходные данные

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , т/ч	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
G , т	1	1	1	1	1	1	2	2	3	3
G_0 , т	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	1,15	1,15	1,27	1,27
t_1 , с	20	20	20	25	25	25	25	25	25	25
t_2 , с	2	2	2	2	2	3	3	3	4	4
α_1 , град	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
α_2 , град	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45

Произвести расчет толкателя для условий (табл.7.9)

Таблица 7.9.

Исходные данные

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N , кВт	15	15	22	22	20	20	7,5	7,5	11	11
V , м/с	0,4	0,4	0,4	0,4	0,36	0,36	0,8	0,8	0,5	0,5
η ,	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
i , ‰	0,002	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003
G , кг	1500	1500	2000	2000	2000	2000	1000	1000	1000	1000
G_0 , кг	720	720	1150	1150	1150	1150	630	630	630	630

Найти усилие на кулаке толкателя (табл. 7.10).

Таблица 7.10.

Исходные данные

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
тип вагонетки	ВГ1,6	ВГ1,6	ВГ1,1	ВГ2,6	ВГ2,6	ВГ1,6	ВГ1,1	ВГ1,1	ВГ2,6	ВГ1,6
z_{cp}	15	20	25	15	20	25	15	20	25	30
i_1 , ‰	0,003	0,002	0,001	0,003	0,002	0,001	0,003	0,002	0,001	0,001
i_2 , ‰	-0,005	-0,005	-0,004	-0,005	-0,005	-0,004	-0,005	-0,005	-0,004	-0,005
V , м/с	0,4	0,5	0,4	0,36	0,36	0,5	0,5	0,5	0,5	0,4
t_1 , с	2	3	2	3	3	3	2	3	3	2
t_2 , с	6	6	6	5	5	5	5	6	6	6
t_3 , с	1	1	1	2	1	1	2	1	1	1

Выбрать маневровую лебедку для условий (табл.7.11-7.13).

Таблица 7.11.

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
тип вагонетки	ВГ1,1	ВГ1,1	ВГ1,1	ВГ1,6	ВГ1,6	ВГ1,6	ВГ2,6	ВГ2,6	ВГ2,6	ВГ2,6
Z_{cp}	10	15	20	10	15	20	5	10	15	25

Таблица 7.12.

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
тип вагонетки	ВГ1,1	ВГ1,1	ВГ1,1	ВГ1,1	ВГ1,6	ВГ1,6	ВГ1,6	ВГ1,6	ВГ2,6	ВГ2,6
Z_{cp}	15	20	25	30	10	15	20	15	20	25
i , Н/кН	5	4	4	5	4	4	5	5	4	4

Таблица 7.13.

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Z	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16
G , кг	2040	2040	1500	1500	1000	1000	1500	1500	1500	1500
G_0 , кг	11500	1150	720	720	630	630	720	720	720	720
β , град	6	10	10	12	10	12	5	8	6	10

8. ТРАНСПОРТ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИК

8.1. Ленточные конвейеры

8.1.1. Выбор ширины ленты

По условию оптимального заполнения формы поперечного сечения верхней ветви ленты ширина B определяется по формуле

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q}{c \cdot V \cdot \gamma}} + 0,05 \right), \text{ м}, \quad (8.1)$$

где Q – производительность ленточного конвейера, т/ч;
 c – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера к горизонту β , угла φ естественного откоса груза в покое, желобчатости ленты, характеризуемой углом α'_p наклона боковых роликов роликоопор верхней ветви.
 Значения коэффициента c приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1.

Значения коэффициента производительности c

Угол естественного откоса груза φ , град	Угол наклона конвейера β , град					
	0 - 10		11 - 15		16 - 18	
	Угол наклона боковых роликов α'_p , град					
	20	30	20	30	20	30
30 - 35	280	325	270	305	250	290
35 - 40	295	340	280	325	260	300
40 - 45	315	365	300	365	285	325

V – скорость движения ленты, м/с. Выбирается в зависимости от крупности, абразивности, насыпной плотности и ширины ленты B . Для обогатительных фабрик принимают следующий ряд скоростей движения ленты:

$$V = 1,0; 1,25; 1,60; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0 \text{ м/с.}$$

В специальных случаях могут применяться следующие скорости движения ленты: $V = 0,2; 0,4; 0,5; 0,63; 0,80 \text{ м/с.}$

γ – насыпная плотность груза, т/м³. Принимается: для угля – 0,8-1,1 т/м³; для руды – 1,6-3,6 т/м³; для породы 1,4-1,7 т/м³.

После определения ширины ленты в соответствии с заданной производительностью производят проверку ширины ленты по кусковатости перемещаемого материала. Для рядового материала с кусками наибольших размеров a'_{\max} ширина ленты определяется по формуле

$$B \geq 2 a'_{\max} + 200, \text{ мм}, \quad (8.2)$$

для сортированного материала с кусками средних размеров $a_{\text{ср}}$

$$B \geq 2 a_{\text{ср}} + 200, \text{ мм}. \quad (8.3)$$

К дальнейшему расчету принимается большее из 2-х полученных расчетных значений ширины ленты B .

Полученная ширина ленты B округляется до ближайшего стандартного значения, которое в соответствии со стандартом может быть: 300; 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 2000; 2500 и 3000 мм.

Пример. Выбрать ширину ленты конвейера, подающего рядовой уголь с максимальным размером куска $a'_{\max} = 200$ мм по наклонной галерее с углом $\beta = 14^\circ$ с необходимой

производительностью $Q=360$ т/ч при скорости движения ленты $V=1,6$ м/с, (необходимо учесть, что угол наклона боковых роликов $\alpha'_p=30^\circ$).

Решение. Учитывая, что угол установки конвейера $\beta=14^\circ$, угол наклона боковых роликов $\alpha'_p=30^\circ$, угол естественного откоса для рядового угля $\varphi = 30-35^\circ$, принимаем $c=305$ (см. табл. 8.1).

Потребная по условиям производительности ширина ленты

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q}{c \cdot V \cdot \gamma}} + 0,05 \right) = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{360}{305 \cdot 1,6 \cdot 0,95}} + 0,05 \right) = 0,99 \text{ , м.}$$

Потребная ширина ленты по условиям кусковатости

$$B = 2 \cdot a'_{\max} + 200 = 2 \cdot 200 + 200 = 600 \text{ мм.}$$

Принимаем $B = 1,0$ м.

Выбрать ширину ленты конвейера, подающего материал по наклонной галерее, по следующим исходным данным (табл. 8.2)

Таблица 8.2.

Исходные данные

Производительность Q , т/ч	100	250	500	900	500	320	120	400	200	370	1000	1200
Угол наклона β , град	8	10	12	14	16	18	15	13	11	9	7	5
Скорость движения ленты V , м/с	1,00	1,25	2,00	2,50	2,00	1,25	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15
Максимальная крупность куска a'_{\max} , мм	50	100	150	200	250	200	150	100	50	125	175	75
Угол наклона боковых роликов α'_p , град	20	30	20	30	20	30	20	30	20	30	20	30
Насыпная плотность γ , т/м ³	0,80	0,95	1,00	1,30	1,00	1,50	0,90	0,85	0,80	1,30	1,60	0,95

8.1.2. Определение сопротивлений движению на характерных участках трассы конвейера

На рис. 8.1. приведена расчетная схема трассы конвейера.

Сопротивления движению на прямолинейных участках трассы

Сопротивления движению на участках трассы конвейера на порожней ветви

$$W_{1-2} = (q_l + q''_p) \cdot L_{1-2} \cdot w'g, \text{ Н,} \quad (8.4)$$

где q_l – погонная масса ленты, кг/м, берется из справочника либо рассчитывается аналитически для лент с тканевыми прокладками

$$q_l = 1,1 \cdot B(a \cdot i + \delta' + \delta''), \text{ кг/м,} \quad (8.5)$$

где $\gamma_l = 1,1$ кг/дм³ – плотность материала ленты;

B – ширина ленты, м;

$a = 1,2 \dots 1,9$ мм – толщина одной прокладки;

i – число прокладок в ленте, зависит от типа и ширины ленты. В среднем можно принимать $i = 3 \dots 5$;

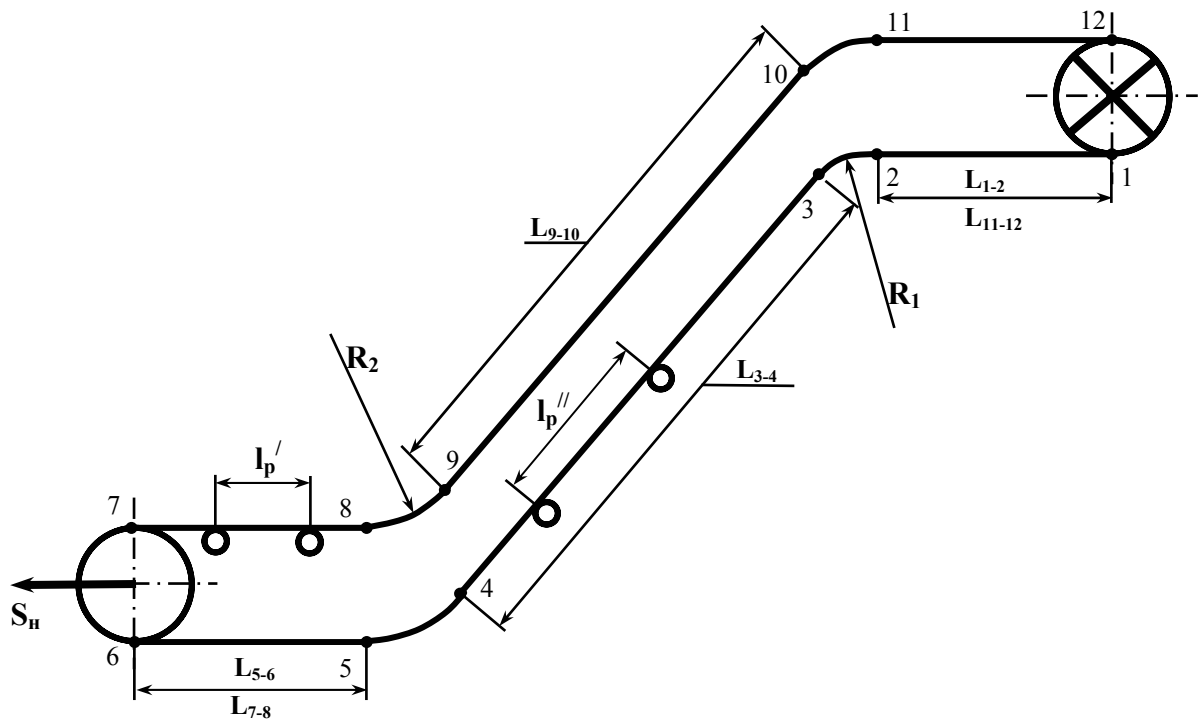


Рис. 8.1. Схема трассы конвейера

δ' – толщина рабочей обкладки ленты, выбирается в зависимости от абразивности груза и принимается равной 3,0; 4,5 и 6,0мм;

δ'' – толщина нерабочей обкладки ленты, принимается равной 1 и 2мм;

$q''_p = G''_p/l''_p$ – погонная масса вращающихся частей роlikоопор на порожней ветви. Выбирается в зависимости от ширины ленты, диаметра и шага установки роlikоопор из табл.8.3;

G''_p – масса вращающихся частей роlikоопор на порожней ветви;

l''_p – шаг установки роlikоопор на порожней ветви конвейера;

L_{1-2} – длина горизонтального участка 1-2 трассы конвейера;

w' – коэффициент сопротивления движению ленты, учитывающий сопротивления подшипников роlikов и уплотняющих устройств, сопротивления при перекачивании ленты по роlikам. С учетом тяжелых условий работы ленточных конвейеров на обогатительных фабриках рекомендуется принимать $w'=0,04...0,06$.

$$W_{3-4} = [(q_l + q''_p) \cdot w' \cdot \cos \beta - q_l \cdot \sin \beta] \cdot L_{3-4} \cdot g, \text{ Н}, \quad (8.6)$$

где β – угол наклона наклонной ветви конвейера, град;

L_{3-4} – длина наклонного участка 3-4 трассы конвейера.

$$W_{5-6} = (q_l + q''_p) \cdot w' \cdot L_{5-6} \cdot g, \text{ Н}, \quad (8.7)$$

где L_{5-6} – длина горизонтального участка 5-6 трассы конвейера, м.

Сопротивление движению на участках груженой ветви трассы конвейера

$$W_{7-8} = (q + q_l + q'_p) \cdot w' \cdot L_{7-8} \cdot g, \text{ Н}, \quad (8.8)$$

где $q = Q/3,6 \cdot V$ – погонная масса груза, кг/м;

$q'_p = G'_p/l'_p$ – погонная масса вращающихся частей роlikоопор груженой ветви (см.табл. 8.3), кг/м;

G'_p – масса вращающихся частей роlikоопор груженой ветви, кг;

$l'_p = 1$ и $1,2\text{м}$ – шаг установки роликоопор на грузовой ветви конвейера;
 $L_{7-8} = L_{5-6}$ – длина горизонтального участка 7-8 трассы конвейера, м.

Таблица 8.3.

Погонные массы вращающихся частей роликоопор
 грузовой и порожней ветвей.

Насыпная плотность груза $\gamma, \text{т/м}^3$	Параметры $l'_p, \text{м}; d_p, \text{мм}$		q'_p, q''_p (кг/м) при ширине ленты, мм						
	Грузовой	Порожняковой	500	650	800	1000	1200	1400	1600
Грузовая ветвь ленты									
< 1,6	$l'_p=1\text{м}$		11,5	12,5	17,9	20,7	24,3	47,5	63
	$l'_p=1,2\text{м}$		9,6	10,4	15,0	17,2	20,3	39,6	52,5
	d_p		102	127	127	127	127	159	159
$\geq 1,6$	$l'_p=1\text{м}$				38	43	50	86,5	92,8
	$l'_p=1,2\text{м}$				31,7	35,8	41,7	72,1	77,3
	d_p				159	159	159	194	194
Порожнявая ветвь ленты									
< 1,6		$l''_p=2,4\text{м}$	3,1	4,4	8,0	9,0	11,8	16,7	18,2
		$l''_p=3\text{м}$	2,5	3,5	6,4	7,2	8,7	13,3	14,6
		d_p	102	102	127	127	127	159	159
$\geq 1,6$		$l''_p=2,4\text{м}$			10,4	11,7	12,9	20,6	40,4
		$l''_p=3\text{м}$			8,3	9,3	10,3	23,7	32,3
		d_p			159	159	159	194	194

$$W_{9-10} = [(q+q_l+q'_p) \cdot w' \cdot \cos\beta + (q+q_l) \cdot \sin\beta] \cdot L_{9-10} \cdot g, \text{ Н}, \quad (8.9)$$

где $L_{9-10} = L_{3-4}$ – длина наклонного участка 9-10 трассы конвейера, м.

$$W_{11-12} = [(q+q_l+q'_p) \cdot w' \cdot L_{11-12} \cdot g, \text{ Н}, \quad (8.10)$$

где $L_{11-12} = L_{1-2}$ – длина горизонтального участка 11-12 трассы конвейера.

Соппротивления движению на криволинейных участках трассы

В практических расчетах при углах обхвата 90° сопротивление на криволинейном участке приближенно принимают 3-4% от натяжения в предшествующей точке.

Тогда в рассматриваемом случае:

$$\begin{aligned} W_{2-3} &= (0,03 \dots 0,04) \cdot S_2; & W_{4-5} &= (0,03 \dots 0,04) \cdot S_4; \\ W_{8-9} &= (0,03 \dots 0,04) \cdot S_8; & W_{10-11} &= (0,03 \dots 0,04) \cdot S_{10}; \end{aligned} \quad (8.11)$$

где $S_2; S_4; S_8; S_{10}$ – натяжение ленты в характерных точках 2,4,8 и 10.

Обозначив через k коэффициент увеличения натяжения ленты на криволинейном участке, получим натяжения в точках 3,5,9 и 11:

$$\begin{aligned} S_3 &= k \cdot S_2 = (1,03 \dots 1,04) \cdot S_2; & S_5 &= k \cdot S_4 = (1,03 \dots 1,04) \cdot S_4; \\ S_9 &= k \cdot S_8 = (1,03 \dots 1,04) \cdot S_8; & S_{11} &= k \cdot S_{10} = (1,03 \dots 1,04) \cdot S_{10}; \end{aligned} \quad (8.12)$$

При углах обхвата 180° сумму этих сопротивлений принимают 4-5% от натяжения в предшествующей точке. Тогда:

$$W_{6-7} = (0,04 \dots 0,05) \cdot S_6; \quad S_7 = (1,04 \dots 1,05) \cdot S_6; \quad (8.13)$$

Сопротивление на приводном барабане можно считать приближенно равным 4...5% от суммарного натяжения ленты на приводном барабане. Тогда для рассматриваемого случая:

$$W_{12-1} = (0,04 \dots 0,05) \cdot (S_{12} + S_1); \text{ Н}. \quad (8.14)$$

Сопротивление движению на разгрузочных устройствах

Для разгрузки материала плужковым сбрасывателем нужно преодолеть силу трения материала о плужок и ленту. Для определения сопротивления движению на плужковом сбрасывателе используется зависимость

$$W_{н.сб} = K'_n \cdot q \cdot B \cdot g, \text{ Н}, \quad (8.15)$$

где K'_n – коэффициент учета сопротивлений при разгрузке, $K'_n=3$ – для мелкокуско-вых грузов; $K'_n=3,5$ – для среднекусковых грузов.

Пример. Определить сопротивления движению ленты на грузной и порожней ветвях конвейера простого профиля с шириной ленты $B=0,8\text{м}$, длина которого $L=120\text{м}$ при доставке угля с $\beta=8^\circ$.

Производительность конвейера $Q=180\text{т/ч}$, скорость ленты $V=1,0\text{м/с}$. На конвейере применена лента типа БКНЛ-100 с числом прокладок $i=4$, толщиной прокладки $1,2\text{мм}$, толщина обкладок $\delta'=3\text{мм}$ и $\delta''=2\text{мм}$.

Решение. Погонная масса угля на конвейере

$$q = 180 / 3,6 \cdot 1,0 = 50 \text{ кг/м.}$$

Погонные массы вращающихся частей роликкоопор грузовой и порожней ветвей при шаге их установки $l'_p=1,2\text{м}$; $l''_p=2,4\text{м}$ принимаем из табл.8.3.

$$q'_p=17,9\text{кг/м}; q''_p=8\text{кг/м.}$$

Коэффициент сопротивления движению ленты принимается равным $w=0,04$.

Сопротивление движению ленты на грузной ветви

$$W_{zp} = [(50+8,62+17,9) \cdot 0,04 \cdot 0,99 + (50+8,62) \cdot 0,139] \cdot 120 \cdot 9,81 = 9949 \text{ Н.}$$

Сопротивление движению ленты на порожней ветви

$$W_{nop} = [(8,62+8) \cdot 0,04 \cdot 0,99 - 8,62 \cdot 0,139] \cdot 120 \cdot 9,81 = -636 \text{ Н.}$$

Ответ: $W_{zp} = 9949 \text{ Н}$; $W_{nop} = -636 \text{ Н}$.

Пример. При каком угле наклона (β) ленточного конвейера, транспортирующего уголь вниз по галерее, сопротивление движению ленты на грузной ветви W_{zp} будет равно нулю, если производительность конвейера $Q=360 \text{ т/ч}$, скорость движения ленты $V=2,0\text{м/с}$, погонная масса ленты $q_l=13\text{кг/м}$, погонная масса роликкоопор грузовой ветви $q'_p=17,2 \text{ кг/м}$ и коэффициент сопротивления движению ленты $w'=0,05$.

Решение. Погонная масса перемещаемого груза

$$q = 360 / 3,6 \cdot 2,0 = 50 \text{ кг/м.}$$

Полагая $W_{zp} = [(q+q_l+q'_p) \cdot w' \cdot \cos\beta - (q+q_l) \cdot \sin\beta] \cdot L \cdot g = 0$,

находим: $(q+q_l+q'_p) \cdot w' \cdot \cos\beta = (q+q_l) \cdot \sin\beta$;

$$\text{tg}\beta = (1+q'_p/(q+q_l)) \cdot w' = (1+17,2/(50+13)) \cdot 0,05 = 0,0636;$$

$$\beta = \text{arctg}(0,0636) = 3^\circ 38'.$$

Ответ: При $\beta = 3^\circ 38'$ сопротивление движению $W_{zp} = 0$.

Определить сопротивления движению ленты на грузной и порожней ветвях конвейера простого профиля по следующим данным (табл. 8.4).

Таблица 8.4.

Исходные данные

Производительность Q , т/ч	Длина конвейера L , м	Скорость движения V , м/с	Угол наклона конвейера β , град	Параметры ленты a , мм; i , δ' , мм; δ'' , мм	Ширина ленты B , м
100	60	0,80	16	1,2; 3; 4,5; 1	0,65
180	90	1,00	11	1,3; 4; 3,0; 2	0,80
370	75	1,25	9	1,4; 5; 4,5; 1	1,00
315	55	1,60	18	1,5; 4; 3,5; 2	0,80
550	35	2,00	5	1,5; 3; 3; 1	1,00
940	27	2,50	17	1,6; 5; 4,5; 2	1,20
1200	45	3,15	13	1,3; 4; 6,0; 2	1,20
750	105	2,50	10	1,4; 3; 3; 1	1,00
400	95	2,00	14	1,4; 3; 4,5; 2	0,80
200	85	1,60	2	1,4; 4; 3; 1	0,65
240	65	1,25	15	1,5; 5; 4,5; 2	0,80
140	70	1,00	5	1,3; 3; 3; 1	0,65

При каком угле наклона ленточного конвейера, транспортирующего уголь вниз, сопротивлению ленты на грузовой ветви будет равно нулю для следующих исходных данных (табл. 8.5).

Таблица 8.5.

Исходные данные

Производительность Q , т/ч	100	250	560	900	500	320	120	400	200	370	1000	1200
Скорость движения ленты V , м/с	1,00	1,25	2,00	2,50	2,00	1,25	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15
Коэффициент сопротивления движению w'	0,04	0,05	0,06	0,05	0,04	0,05	0,06	0,05	0,04	0,05	0,06	0,04
Погонная масса ленты q_z , кг/м	4,8	6,3	9,5	11,1	9,0	7,2	6,5	8,2	8,5	10,1	13,5	17,8
Погонная масса роликкоопоры q'_p , кг/м	10,4	15,0	17,2	17,2	15,0	15,0	10,4	17,2	15,0	15,0	17,2	20,3

8.1.3. Определение натяжений в характерных точках

Натяжения определяем методом обхода тягового контура по точкам, предполагая, что натяжения в каждой последующей точке равны натяжению в предыдущей точке плюс сопротивление движению ленты на участке между этими точками.

$$S_1 = S_{сб}; \quad (8.16)$$

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}; \quad (8.17)$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = 1,03 \cdot S_2 = 1,03 \cdot (S_1 + W_{1-2}); \quad (8.18)$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = 1,03 \cdot (S_1 + W_{1-2}) + W_{3-4}; \quad (8.19)$$

$$S_5 = S_4 + W_{4-5} = 1,03 \cdot S_4 = 1,03 \cdot [1,03 \cdot (S_1 + W_{1-2}) + W_{3-4}]; \quad (8.20)$$

$$S_6 = S_5 + W_{5-6} = 1,03 \cdot [1,03 \cdot (S_1 + W_{1-2}) + W_{3-4}] + W_{5-6}; \quad (8.21)$$

$$S_7 = S_6 + W_{6-7} = 1,04 \cdot S_6; \quad (8.22)$$

$$S_8 = S_7 + W_{7-8}; \quad (8.23)$$

$$S_9 = S_8 + W_{8-9} = 1,03 \cdot (S_7 + W_{7-8}); \quad (8.24)$$

$$S_{10} = S_9 + W_{9-10}; \quad (8.25)$$

$$S_{11} = S_{10} + W_{10-11} = 1,03 \cdot (S_9 + W_{9-10}); \quad (8.26)$$

$$S_{12} = S_{11} + W_{11-12} = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + \dots + W_{11-12} = b_1 \cdot S_1 + b_2; \quad (8.27)$$

где b_1 – произведение коэффициентов, учитывающих дополнительные сопротивления на криволинейных участках;

b_2 – сумма статических сопротивлений на прямолинейных и криволинейных участках трассы конвейера.

В последнем уравнении имеем два неизвестных $S_1 = S_{сб}$ и $S_{12} = S_{нб}$. Вторым уравнением, позволяющим определить эти неизвестные, может служить уравнение передачи тягового усилия трением

$$S_{нб} = \frac{S_{сб} \cdot e^{\mu\alpha}}{K_m}, \text{ Н}, \quad (8.28)$$

или

$$S_{12} = \frac{S_1 \cdot e^{\mu\alpha}}{K_m}, \text{ Н}, \quad (8.29)$$

где $S_{нб} = S_{12}$ – натяжение в точке набегания ленты на приводной барабан, Н;

$S_{сб} = S_1$ – натяжение в точке сбегания ленты с приводного барабана, Н;

$K_m = 1,15 \dots 1,20$ – коэффициент запаса сил сцепления ленты с приводным барабаном;

$e^{\mu\alpha}$ – тяговый фактор привода, зависящий от величины угла обхвата барабана лентой α и коэффициента сцепления ленты с барабаном μ .

Значения величин тягового фактора приведены в табл. 2.19.

Решая совместно эти уравнения, получим:

$$S_1 = S_{сб} = \frac{b_2}{e^{\mu\alpha} / K_m - b_1}, \text{ Н}, \quad (8.30)$$

Значения S_1 подставляем последовательно в систему уравнений $S_1 \dots S_{12}$ и в результате получим натяжения ленты во всех рассматриваемых точках.

8.1.4. Определение потребного натяжения ленты из условия допустимого провеса между роlikоопорами на грузеной ветви

В соответствии с нормами проектирования принимают отношение стрелы провеса f_{\max} к шагу l'_p установки роlikоопор на рабочей ветви

$$f_{\max} / l'_p \geq 0,025. \quad (8.31)$$

Этому соотношению соответствует величина минимально допустимого натяжения грузеной ветви ленты

$$S_{сп. \min} \geq 5 \cdot (q + q_n) \cdot l'_p \cdot g \cdot \cos \beta, \text{ Н}. \quad (8.32)$$

Если при расчетах окажется, что натяжение грузеной ветви ленты меньше допустимого из условий провеса, то следует произвести перерасчет, приняв натяжение S_7 равным натяжению $S_{сп. \min}$.

Пример. Определить натяжение ленты в характерных точках конвейера, используя условие и ответ предыдущей задачи, учитывая, что коэффициент запаса сил трения $K_m = 1,2$ и тяговый фактор $e^{\mu\alpha} = 1,88$.

Решение.

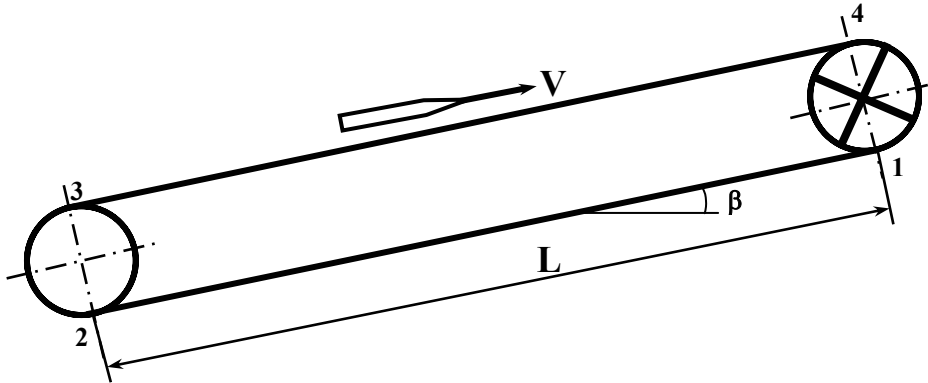


Рис. 8.2. Схема конвейера

Для определения натяжений методом обхода тягового контура конвейера по точкам воспользуемся системой уравнений

$$\begin{aligned}
 S_1 &= S_{сб}; \\
 S_2 &= S_1 + W_{1-2}; \\
 S_3 &= 1,03 \cdot S_2 = 1,03 \cdot (S_1 + W_{1-2}); \\
 S_4 &= S_3 + W_{3-4} = 1,03 \cdot (S_1 + W_{1-2}) + W_{3-4}; \\
 S_4 &= \frac{S_1 \cdot e^{\mu\alpha}}{K_m} = 1,03 \cdot S_1 - 1,03 \cdot 636 + 9949 = 1,03 \cdot S_1 + 9249; \\
 b_1 &= 1,03; \quad b_2 = 9294; \\
 S_1 &= 9294 / (1,88/1,2 - 1,03) = 17318 \text{ Н}; \\
 S_2 &= 17318 - 636 = 16682 \text{ Н}; \\
 S_3 &= 1,03 \cdot 16682 = 17182 \text{ Н}; \\
 S_4 &= 17182 + 9949 = 27131 \text{ Н}.
 \end{aligned}$$

Определить натяжения ленты в характерных точках конвейера, используя условия задачи и учитывая, что тяговый фактор имеет следующие значения (табл.8.6).

Таблица 8.6.

Значения тягового фактора

Тяговый фактор $e^{\mu\alpha}$	1,44	1,37	1,88	2,08	1,73	2,31	3,52	4,34	2,86	2,57	1,52	1,88
--------------------------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

8.1.5. Определение необходимого числа прокладок ленты

По максимальному натяжению ленты $S_{max}=S_{12}$ определяем число прокладок в ленте

$$i = \frac{m \cdot S_{max}}{B \cdot K_p}, \quad (8.33)$$

где m – запас прочности резиноканевых лент, принимаемый из табл. 8.7.

Таблица 8.7.

Запас прочности резиноканевых лент

Вид ленты	Угол наклона β , град	Число прокладок, i	При K_p , Н/см					
			4000	3000	2000	1500	1000	550
Общего назначения, негорючая	до 10	до 5	8,0	8,3	8,0	8,3	8,3	7,8
		> 5	8,8	9,1	9,1	9,4	9,1	9,2
	> 10	до 5	8,8	9,1	9,1	9,4	9,1	9,2
		> 5	10	10	10	10	10	10

Для резиновых лент m принимается равным 8,3.

B – ширина ленты, см;

K_p – разрывное усилие 1см ширины прокладки ленты, Н/см.

Пример. Определить необходимое число прокладок резиноканевой ленты из ткани ТК-100, шириной $B=100$ см при максимальном натяжении $S_{max}=27150$ Н.

Решение. Из табл. 8.7 принимаем запас прочности ленты $m=8,3$.

Тогда: $i = \frac{8,3 \cdot 27150}{100 \cdot 1000} = 2,25$;

Принимаем $i=3$ прокладки.

Пример. Построить диаграмму натяжений тягового органа ленточного конвейера, воспользовавшись условиями и ответами предыдущих задач.

Решение. Для определения местоположения оси провеса на диаграмме определим величину минимального допустимого натяжения грузовой ветви ленты.

$$S_{c,p}^{\min} = 5 \cdot (50 + 8,62) \cdot 1,2 \cdot 9,81 \cdot 0,99 = 3683 \text{ Н} < S_3 = 17182 \text{ Н}$$

$$S_{\text{доп}} = \frac{B \cdot K_p \cdot i}{m} = \frac{100 \cdot 1000 \cdot 3}{8,3} = 36145 \text{ Н}$$

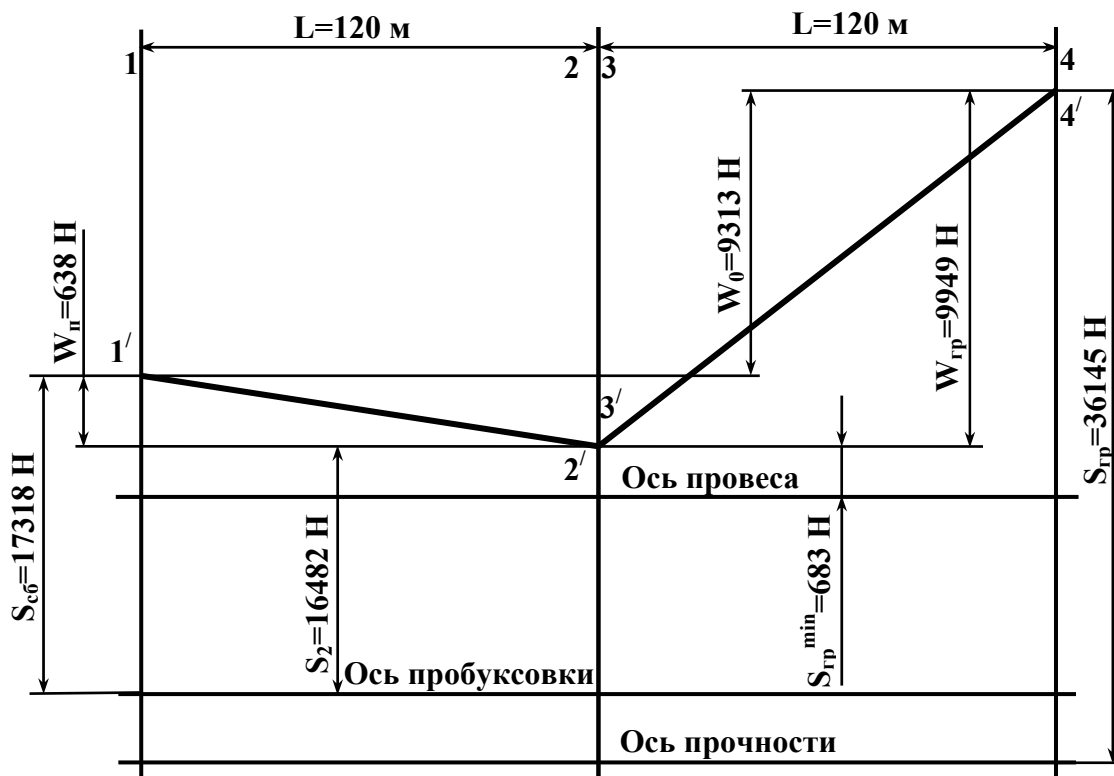


Рис. 8.3. Диаграмма натяжений ленты

Построить диаграммы натяжений тягового органа ленточных конвейеров, воспользовавшись условиями предыдущих задач.

8.1.6. Определение усилия на натяжном устройстве

Усилие на натяжном устройстве: $S_n = S_6 + S_7$, Н. (8.34)

Масса груза грузового устройства без полиспаста

$$G_{zp} = S_n / g, \text{ кг,}$$

для грузового устройства с полиспастом

$$G_{zp} = S_n / g \cdot i_n, \text{ кг,}$$

где i_n – кратность полиспаста.

Число грузов грузового натяжного устройства без полиспаста равно

$$Z_{zp} = G_{zp} / m_{zp};$$

а с полиспастом –

$$Z_{zp} = G_{zp} / m_{zp} \cdot i_n,$$

где m_{zp} – масса одного груза.

При уточненном расчете усилие на грузовом натяжном устройстве тележечного типа:

$$S_n = S_6 + S_7 + G_2 \cdot w_m \cdot \cos \beta - G_2 \cdot \sin \beta, \text{ Н,}$$

(8.35)

где G_2 – сила тяжести тележки натяжного устройства;

w_m – коэффициент сопротивления передвижению тележки натяжного устройства.

Потребная масса груза натяжного устройства с полиспастом

$$G_2 = S_n / i_n \cdot g \cdot \eta_n, \text{ кг}$$

(8.36)

где $\eta_n = 0,97^m$ – к.п.д. полиспаста;

m – число блоков полиспаста.

Пример. Определить необходимое число грузов на грузовом натяжном устройстве тележечного типа, расположенном в хвосте наклонного конвейера с $\beta = 10^\circ$, если натяжение ленты в точках 2 и 3 соответственно равны $S_2 = 16680$ Н, $S_3 = 17100$ Н, кратность полиспаста грузового устройства $i_n = 2$, масса одного груза $m_{zp} = 90$ кг, $\eta_n = 0,94$, сила тяжести тележки $G_2 = 14500$ Н.

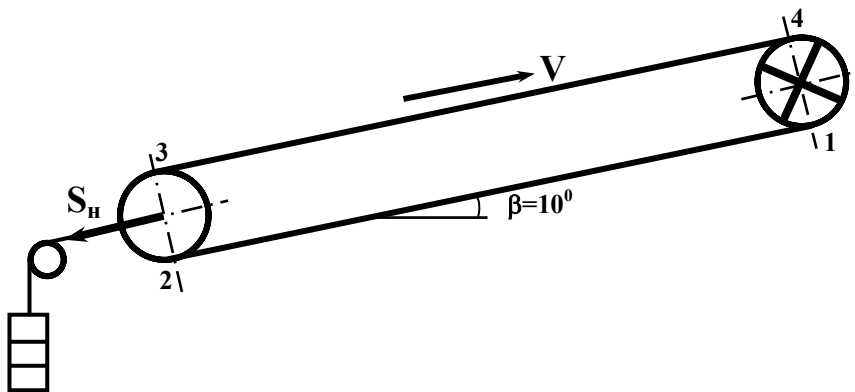


Рис. 8.4. Схема конвейера

Решение. Усилие на натяжном устройстве

$$\begin{aligned} S_n &= S_6 + S_7 + G_2 \cdot w_m \cdot \cos \beta - G_2 \cdot \sin \beta = \\ &= 16600 + 17100 + 14500 \cdot (0,02 \cdot 0,985 - 0,174) = 31450 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Число грузов грузового полиспастного устройства

$$Z_{zp} = \frac{31450}{9,81 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 0,94} = 19.$$

8.1.7. Определение мощности приводного двигателя

Окружное тяговое усилие на приводном барабане

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} + (0,04 \dots 0,05) \cdot (S_{нб} + S_{сб}), \text{ Н.}$$

Расчетная мощность двигателя

$$N = K_{об} \cdot \frac{W_0 \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт,}$$

где $K_{об}=1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности двигателя;

$\eta=0,85 \dots 0,95$ – КПД привода.

По этой мощности из каталога подбирается необходимый электродвигатель.

Пример. Определить окружное тяговое усилие и мощность на валу приводного барабана ленточного конвейера при скорости движения ленты $V=1\text{м/с}$, если натяжения в набегающей и сбегающей ветвях ленты равны соответственно

$$S_4 = 27130\text{Н} \text{ и } S_1 = 17320\text{Н.}$$

Решение. Окружное тяговое усилие на приводном барабане

$$W_0 = 27130 - 17320 + 0,05 \cdot (27130 + 17320) = 12033\text{Н.}$$

Мощность на валу приводного барабана

$$N = 1,1 \cdot 12033 \cdot 1,0 / 0,9 \cdot 1000 = 12 \text{ кВт.}$$

Определить необходимое число грузов тележного натяжного устройства, расположенного в хвосте конвейера, для следующих исходных данных, приняв к.п.д. полиспастного устройства $\eta_n=0,94$ и коэффициент сопротивления передвижению тележки $w_m=0,02$, массу одного груза $m_{зп}=90\text{кг}$ (табл.8.8).

Таблица 8.8.

Исходные данные

Натяжени е на натяж. барабане, Н	S_2	18500	61500	25500	93500	39400	61500	93500	120000	39400	93500	61500	113000
	S_3	19000	63400	26260	96300	40500	63400	96300	12360	40500	96300	63400	116400
Кратность полиспаств а, i_n		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	
Сила тяжести тележки $G_m, \text{кг}$		3400	14500	5300	24600	9950	15300	22300	31300	9950	27900	14800	34400
Угол наклона конвейера $\beta, \text{град}$		0	10	5	12	17	12	7	2	9	16	6	18

Определить окружное тяговое усилие и мощность на валу приводного барабана ленточного конвейера при следующих условиях (табл.8.9).

Исходные данные

Натяжени е на приводно м барабане, Н	S_1	7100	7380	13600	12600	11100	80000	15300	17000	6400	13400	17900	4400
	S_4	13350	18400	31400	31400	26200	27700	35000	43600	39200	34400	57200	58100
Скорость движения ленты V , м/с		1,25	1,25	2,0	1,6	1,25	1,6	2,0	1,6	2,0	2,5	1,6	2,5

8.1.8. Определение необходимого тормозного момента

Необходимое тормозное усилие определится как

$$W_m = q \cdot g \cdot L_n \cdot \sin \beta - [q \cdot L_n \cdot w' \cdot \cos \beta + 2 \cdot q_d w' \cdot (L_2 + L_n \cdot \cos \beta) + (q'_p + q''_p) \cdot w' \cdot (L_2 + L_n \cdot \cos \beta)] \cdot g = q \cdot g \cdot L_{3-4} \cdot \sin \beta - [q \cdot L_{3-4} \cdot w' \cdot \cos \beta + 2 \cdot q_d \cdot (L_{1-2} + L_{5-6} + L_{3-4} \cdot \cos \beta) \cdot w' + (q'_p + q''_p) \cdot w' \cdot (L_{1-2} + L_{5-6} + L_{3-4} \cdot \cos \beta)] \cdot g,$$

или

$$W_m = 2 \cdot q \cdot g \cdot L_n \cdot \sin \beta - W_0 = 2 \cdot q \cdot g \cdot L_{3-4} \cdot \sin \beta - W_0. \quad (8.37)$$

Потребный тормозной момент на приводном барабане

$$M_m = K_{мор} \cdot W_m \cdot D_б / 2, \text{ Нм}, \quad (8.38)$$

где $K_{мор} = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса тормозного момента;

$D_б$ – диаметр приводного барабана, определяемый по формуле

$$D_б \geq K_б \cdot i, \text{ мм}, \quad (8.39)$$

где $K_б = 120 \dots 160$ – коэффициент назначения барабана, зависящий от типа ленты и назначения конвейера.

Номинальный диаметр $D_б$ приводных барабанов по стандарту составляет: (250; 315; 400; 500; 630; 800; 100; 1250; 1400; 1600; 2000) мм.

8.1.9. Выбор приводного механизма

Расчетная частота вращения приводного барабана определяется по формуле

$$n_б = 60 \cdot V / \pi \cdot D_б, \text{ мин}^{-1}. \quad (8.40)$$

Расчетное передаточное число редуктора

$$U_p = n / n_б, \quad (8.41)$$

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

На основании принятой скорости ленты V , расчетной мощности двигателя N и расчетного передаточного числа редуктора подбирается приводной механизм: двигатель, редуктор (тип, номинальная подводимая мощность, передаточное число U_p); муфты.

Муфты могут выбираться из каталогов по крутящему моменту $M_{кр}$, который определяется по формуле:

для быстроходной муфты (двигатель-редуктор)

$$M_{кр} = 9550 \cdot N / n, \text{ Нм}; \quad (8.42)$$

для тихоходной муфты (редуктор-приводной барабан)

$$M_{кр} = 9550 \cdot N \cdot U_p / n, \text{ Нм}. \quad (8.43)$$

Фактическая скорость ленты определяется по формуле

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{\phi} \cdot n}{60 \cdot U_p}, \text{ м/с.} \quad (8.44)$$

Пример. По условиям предыдущей задачи выбрать двигатель, определить диаметр приводного барабана и передаточное число редуктора привода ленточного конвейера.

Решение. Расчетная мощность двигателя

$$N = 1,2 \cdot 12033 \cdot 1 / 1000 \cdot 0,9 = 16 \text{ кВт.}$$

Принимаем двигатель ВР 160М4

$$N = 18,5 \text{ кВт; } n = 1460 \text{ мин}^{-1}.$$

Диаметр приводного барабана

$$D_{\phi} = 160 \cdot 3 = 480 \text{ мм,}$$

где $K_{\phi} = 160$ – коэффициент назначения барабана при разрывном усилии ленты
 $K_p = 1000 \text{ Н/см}$ и числе прокладок $i = 3$.

В соответствии со стандартом принимаем диаметр приводного барабана $D_{\phi} = 500 \text{ мм}$.

Расчетная частота вращения приводного барабана

$$n_{\phi} = 60 \cdot 1,0 / 3,14 \cdot 0,5 = 38 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчетное передаточное число редуктора

$$U_p = 1460 / 38 = 38,4.$$

Принимаем $N_{\phi} = 18,5 \text{ кВт}$; $D_{\phi} = 500 \text{ мм}$; $U_p = 38$; $N_p = 14,9 \text{ кВт}$; редуктор Ц2У-250.

По условиям предыдущей задачи произвести выбор двигателя, определить диаметр приводного барабана, самостоятельно приняв необходимое число прокладок в ленте, и передаточное число редуктора.

Пример. Определить потребный тормозной момент на валу приводного барабана наклонного ленточного конвейера, если окружное тяговое усилие на приводном барабане $W_0 = 12033 \text{ Н}$, длина конвейера $L = 120 \text{ м}$, угол установки конвейера $\beta = 8^\circ$, погонная масса груза $q = 50 \text{ кг/м}$, диаметр приводного барабана $D_{\phi} = 500 \text{ мм}$.

Решение. Необходимое тормозное усилие

$$W_m = 2 \cdot 50 \cdot 9,81 \cdot 120 \cdot 0,139 - 12033 = 4350 \text{ Н.}$$

Потребный тормозной момент на приводном барабане

$$M_m = 1,2 \cdot 4350 \cdot 0,5 / 2 = 1305 \text{ Нм.}$$

Определить необходимый тормозной момент на валу приводного барабана наклонного ленточного конвейера при следующих условиях (табл. 8.10)

Таблица 8.10.

Исходные данные

Тяговое усилие привода W_0 , Н	7300	12300	20000	15625	18750	28650	31250	25000	30000	46870	44000	83300
Длина конвейера L , м	50	70	90	100	120	110	130	180	140	160	105	180
Угол наклона конвейера β , град	5	7	9	11	13	15	17	12	8	4	18	3
Диаметр приводного барабана D_{ϕ} , м	0,5	0,63	0,63	0,63	0,63	0,84	0,84	0,84	0,63	0,84	1,04	1,29
Погонная масса груза q , кг/м	55	70	75	65	70	85	100	80	105	125	120	125

Пример. Произвести расчет ленточного конвейера эстакадного склада железной руды применительно к схеме (рис.8.5) для следующих условий: производительность $Q=720$ т/ч; длины горизонтальной и наклонной частей конвейера соответственно $L_г=100$ м; $L_н=40$ м; угол наклона $\beta=16^\circ$; руда рядовая с насыпной плотностью $\gamma=2,8$ т/м³, максимальная крупность кусков $a'_{\max}=200$ мм.

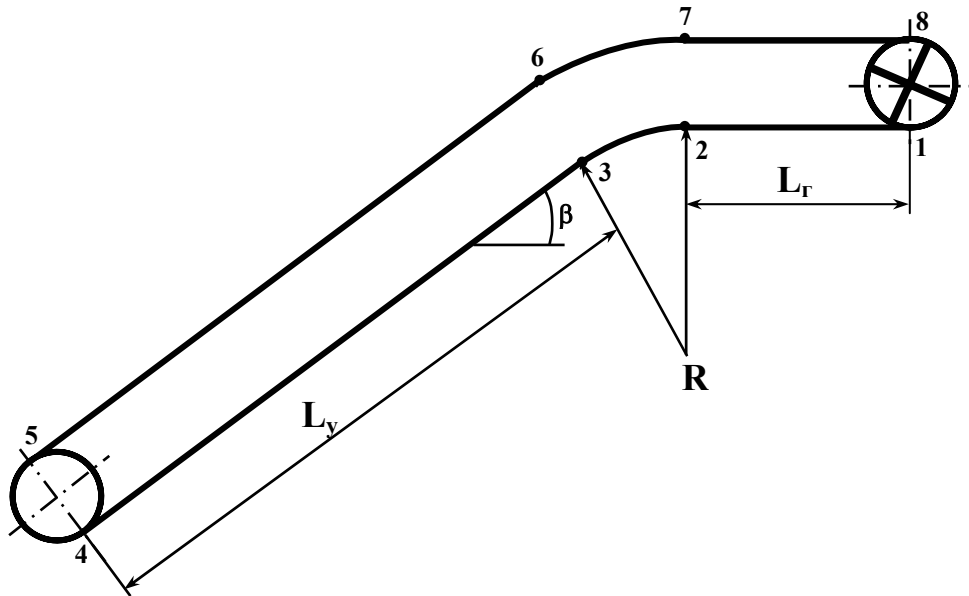


Рис. 8.5.Схема конвейера эстакадного склада

Необходимая ширина ленты по условию оптимального заполнения верхней ветви ленты (для руды, транспортируемой лентой с трехроликковой опорой при угле наклона боковых роликов $\alpha'_p=30^\circ$ и $\beta=16^\circ$, $C=290$ (табл.8.1)).

Принимаем скорость движения ленты $V=1,6$ м/с, тогда

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{720}{290 \cdot 1,6 \cdot 2,8}} + 0,05 \right) = 0,98 \text{ м.}$$

Потребная ширина ленты по условиям кусковатости

$$B = 2 \cdot 200 + 200 = 600 \text{ мм.}$$

Окончательно в соответствии со стандартом принимаем ленту шириной $B=1000$ мм.

Погонная масса груза

$$q = 720 / 3,6 \cdot 1,6 = 125 \text{ кг/м.}$$

В качестве тягового органа принимается резинотканевая лента типа 2Р с прокладками из ткани ТК-200, толщинами обкладок $\delta'=6$ мм и $\delta''=2$ мм, числом прокладок $i=4$, толщина прокладки $a=1,4$ мм.

Погонная масса ленты

$$q_l = 1,1 \cdot (1,4 \cdot 4 + 6 + 2) = 14,95 \text{ кг/м.}$$

Погонные массы вращающихся частей роlikоопор рабочей и порожней ветвей при шаге установки соответственно $l'_p=1,2$ м и $l''_p=2,4$ м и диаметре роликов $d_p=159$ мм.

$$q'_p=35,8 \text{ кг/м; } q''_p=11,7 \text{ кг/м; (табл.8.3).}$$

Соппротивления движению на участках трассы конвейера (коэффициент сопротивления движению ленты принимается $w'=0,04$):

$$W_{1-2} = (14,95 + 11,7) \cdot 0,04 \cdot 9,81 \cdot 100 = 1046 \text{ Н;}$$

$$W_{2-3} = 0,03 \cdot S_2;$$

$$W_{3-4} = [(14,95+11,7) \cdot 0,04 \cdot 0,961 - 14,95 \cdot 0,276] \cdot 40 \cdot 9,81 = -1217 \text{ Н};$$

$$W_{4-5} = 0,03 \cdot S_4;$$

$$W_{5-6} = [(125+14,95+35,8) \cdot 0,04 \cdot 0,961 + 1125+14,95) \cdot 0,276] \cdot 40 \cdot 9,81 = 17808 \text{ Н};$$

$$W_{6-7} = 0,03 \cdot S_6;$$

$$W_{7-8} = (125+14,95+11,7) \cdot 0,04 \cdot 9,81 \cdot 100 = 6896 \text{ Н};$$

$$W_{8-1} = 0,05 \cdot (S_8 + S_1).$$

Натяжение в характерных точках

$$S_1 = S_{сб};$$

$$S_2 = S_1 + 1046;$$

$$S_3 = 1,03 \cdot S_1 + 1077;$$

$$S_4 = 1,03 \cdot S_1 + 1077 - 1217 = 1,03 \cdot S_1 - 140;$$

$$S_5 = 1,061 \cdot S_1 - 144;$$

$$S_6 = 1,061 \cdot S_1 - 144 + 17808 = 1,061 \cdot S_1 + 17664;$$

$$S_7 = 1,093 \cdot S_1 + 18194;$$

$$S_8 = 1,093 \cdot S_1 + 18194 + 6894 = 1,093 \cdot S_1 + 25090;$$

$$S_8 = (1/K_m) \cdot S_1 \cdot e^{\mu\alpha}.$$

Принимаем однобарабанный привод с углом обхвата $\alpha=210^\circ$, барабан с резиновой футеровкой при сухой атмосфере окружающей среды ($\mu=0,4$). Из табл.8.3 тяговый фактор $e^{\mu\alpha}=4,34$, коэффициент запаса трения $K_m=1,2$.

Тогда: $S_8 = 4,34 \cdot S_1 / 1,2 = 1,093 \cdot S_1 + 25090$;

$$S_1 = \frac{25090}{4,34/1,2 - 1,093} = 9942 \text{ , Н};$$

$$S_2 = 9942+1046 = 10988 \text{ Н};$$

$$S_3 = 1,03 \cdot 10988 = 11318 \text{ Н};$$

$$S_4 = 11318-1217 = 10101 \text{ Н};$$

$$S_5 = 1,03 \cdot 10101 = 10404 \text{ Н};$$

$$S_6 = 10404+17808 = 28212 \text{ Н};$$

$$S_7 = 1,03 \cdot 28212 = 29058 \text{ Н};$$

$$S_8 = 29058+6896 = 35954 \text{ Н}.$$

Натяжение ленты по условию допустимого провеса ленты между роlikоопорами

$$S_{2p}^{\min} = 5 \cdot 9,81 \cdot (125+14,95) \cdot 1,2 \cdot 0,961 = 7916 \text{ Н};$$

$$S_{2p}^{\min} = 7916 < 10404 \text{ Н}.$$

Условие выполняется.

Необходимое число прокладок ленты

$$i = \frac{9,1 \cdot 35954}{100 \cdot 2000} = 2,$$

где $m = 9,1$ (см.табл.8.7).

Окончательно принимаем ленту типа 2Р с 3-мя прокладками из ткани ТК-200.

Усилие на натяжном устройстве

$$S_n = 10101+10404 = 20505 \text{ Н}.$$

Число грузов грузового натяжного устройства с двухкратным полиспастом при массе одного груза $m_{гр}=90\text{кг}$

$$Z_{2p} = 20505 / 9,81 \cdot 90 \cdot 2 = 12.$$

Окружное тяговое усилие

$$W_0 = 35954-9942+0,05 \cdot (35954+9942) = 28307 \text{ Н}.$$

Расчетная мощность тягового двигателя

$$N = 1,2 \cdot \frac{28307 \cdot 1,6}{1000 \cdot 0,95} = 57 \text{ кВт.}$$

Мощность на валу приводного барабана

$$N_0 = \frac{28307 \cdot 1,6}{1000} = 45,3 \text{ кВт.}$$

Принимаем тяговый двигатель 4А 225М4

$$N = 55 \text{ кВт; } n_0 = 1485 \text{ мин}^{-1}.$$

Необходимое тормозное усилие на приводном барабане

$$W_m = 2 \cdot 125 \cdot 9,81 \cdot 40 \cdot 0,276 - 28307 = -1231 \text{ Н.}$$

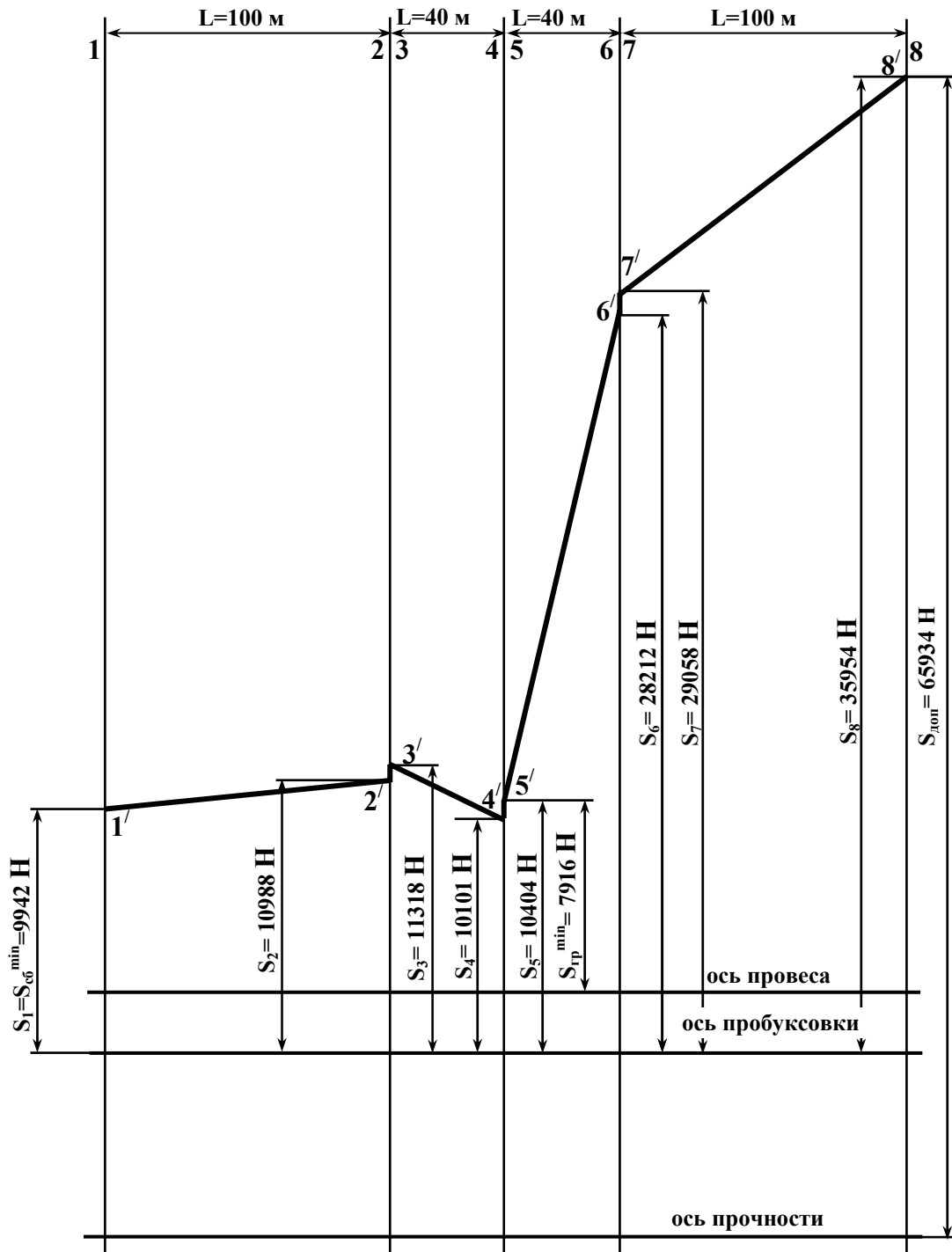


Рис. 8.6. Диаграмма натяжений тягового органа конвейера

Так как $W_m < 0$, то нет необходимости в установке стопорного устройства.

Диаметр приводного барабана

$$D_6 = 180 \cdot 3 = 540 \text{ мм.}$$

В соответствии с нормалью Е 101-11-4-83 принимаем приводной барабан типоразмера 10063Ф-10 с $D_6=670$ мм, $L=1150$ мм.

Расчетная частота вращения приводного барабана

$$n_6 = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,67} = 45,5 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчетное передаточное число редуктора

$$U_p = 1485 / 45,5 = 32,6.$$

Принимаем редуктор Ц2У – 355Н

$$N_p = 50 \text{ кВт; } n_p = 1500 \text{ мин}^{-1}; U_p = 31,5.$$

Произвести расчет ленточного конвейера сложного профиля применительно к схеме (рис.8.5) для следующих условий (табл.8.11)

Таблица 8.11.

Исходные данные

№ П/П	Расчетная производительность Q_p , т/ч	Длина горизонтальной части L_2 , м	Длина наклонной части L_n , м	Угол наклона конвейера β , град	Насыпная плотность материала γ , т/м ³	Максим. крупность a'_{\max} , мм
1	60	30	30	6	0,80	90
2	80	40	20	8	0,85	100
3	100	60	40	10	0,40	150
4	120	80	50	12	0,95	80
5	140	70	60	14	1,00	100
6	160	60	70	16	0,95	150
7	180	90	60	18	0,90	100
8	200	30	100	17	0,85	90
9	220	20	110	15	0,80	70
10	240	110	40	13	0,85	60
11	260	120	20	11	0,90	150
12	280	50	90	9	0,95	220
13	300	45	65	7	1,00	250
14	340	65	45	5	1,40	150
15	380	85	25	3	1,90	250
16	420	105	15	4	1,25	300
17	460	95	35	6	1,70	400
18	500	75	45	8	1,50	100
19	540	55	95	10	1,40	150
20	580	35	75	12	1,70	220
21	620	100	30	14	1,90	300
22	660	110	40	16	2,00	400
23	700	90	50	18	2,20	300
24	740	80	40	11	1,80	350
25	800	75	75	13	2,50	400

Недостающие данные студенты принимают и обосновывают самостоятельно.

Произвести расчет ленточного конвейера простого профиля для следующих условий (табл. 8.12).

Таблица 8.12.

№ п/п	Q_p , т/ч	L_2 , м	β , град	γ , т/м ³	a'_{\max} , мм	состояние атмосферы
1	600	40	5	0,9	200	в
2	550	45	8	0,95	200	с
3	500	50	10	1,0	150	с
4	450	55	12	0,9	200	в
5	400	60	0	1,0	150	с
6	350	65	14	0,95	150	в
7	300	70	10	1,0	100	в
8	250	100	0	1,0	100	в
9	200	80	10	1,0	150	в
10	150	180	0	1,0	150	в
11	100	70	18	0,95	100	с
12	125	60	16	1,0	100	с
13	175	40	18	0,9	100	с
14	225	60	10	1,0	150	в
15	275	30	15	0,95	200	с
16	325	90	0	0,9	200	в
17	425	60	5	0,9	150	в
18	475	50	10	0,9	60	в
19	525	40	0	1,0	150	в
20	575	50	12	0,95	200	с
21	625	60	15	0,9	200	с
22	700	60	14	0,9	200	с
23	300	40	7	0,95	150	с
24	400	60	10	0,9	200	в
25	250	70	18	0,95	150	в

8.1.10. Особенности расчета ленточного конвейера с приводом, работающим в генераторном режиме

В этом случае уравнение передачи тягового усилия трением будет иметь вид:

$$S_{c\bar{b}} = (1/K_m) \cdot S_{н\bar{b}} \cdot e^{\mu\alpha}, \text{ Н}; \quad (8.45)$$

или

$$S_{н\bar{b}} = \frac{K_m \cdot S_{c\bar{b}}}{e^{\mu\alpha}}, \text{ Н}. \quad (8.46)$$

Решая это уравнение совместно с уравнением

$$S_{н\bar{b}} = S_{c\bar{b}} + \sum W = S_I + \sum W = b_1 \cdot S_I - b_2, \text{ получим}$$

$$S_I = \frac{b_2 \cdot e^{\mu\alpha}}{b_1 \cdot e^{\mu\alpha} - K_m}, \text{ Н}. \quad (8.47)$$

Расчетная мощность двигателя

$$N = K_{\text{ов}} \cdot \frac{|W_0| \cdot V' \cdot \eta}{1000}, \text{ кВт}, \quad (8.48)$$

где $V=(1,05...1,07) \cdot V$ – скорость движения ленты при работе привода в генераторном режиме.

Делается проверка работы конвейера в режиме холостого хода.

Необходимое тяговое усилие для работы конвейера в режиме холостого хода

$$W_o^{xx} = W_{zp}^{xx} + W_{nop}, \text{ Н.} \quad (8.49)$$

Соппротивление движению верхней незагруженной ветви конвейера

$$W_{zp}^{xx} = L \cdot g \cdot [(q_l + q'_p) \cdot w' \cdot \cos \beta - q_l \cdot \sin \beta], \text{ Н.} \quad (8.50)$$

К дальнейшему расчету принимается большее из 2-х полученных значений мощности приводного двигателя.

8.2. Скребокковые конвейеры

8.2.1. Выбор размеров желоба конвейера общего назначения, типа цепи и шага скребков

Из условия оптимального заполнения формы поперечного сечения желоба /6/ определяют его потребную площадь

$$F_0 = B \cdot h = \lambda \cdot h^2 = B^2 / \lambda = \frac{Q}{3600 \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi \cdot K_\beta}, \text{ м}^2, \quad (8.51)$$

где B – ширина желоба, м;

h – высота желоба, м, $h=B/\lambda$;

$\lambda = (2,4...4)$ – отношение B к h ;

Q – производительность скребкового конвейера, т/ч;

V – скорость перемещения материала, м/с. Для условий обогатительных фабрик принимают следующий ряд скоростей:

$$V = 0,4; 0,5; 0,63; 0,75 \text{ м/с};$$

ψ – коэффициент заполнения желоба, принимают равным 0,5...0,6 – для легко-сыпучих грузов и 0,7...0,9 – для кусковых грузов;

K_β – коэффициент, учитывающий уменьшение объема насыпного груза перед скребками с увеличением угла наклона конвейера. При $\beta=(010)^\circ - K_\beta=1$; при $\beta=(10..18)^\circ - K_\beta=0,85$.

По величине F_0 из таблицы 8.13 находят ширину B , высоту h и площадь скребка F , а также шаг установки скребков p_c и погонную массу скребковой цепи q_0 . В качестве тяговых рекомендуется принимать цепи ПВК и ПВКГ.

Таблица 8.13.

Основные параметры скребковой цепи

Размеры скребков, мм		Площадь скребка, F , м ²	Шаг скребка p_c , мм	Погонная масса скребковой цепи q_0 , кг/м	Максимальный размер кусков, a'_{\max} содержание	
B	h				до 10%	> 10%
450	200	0,09	500	61	200	140
600	250	0,15	640	79	300	200
800	250	0,20	640	87/107*	300	200
1000	320	0,32	640	134/176	300	200
1200	400	0,48	640	214/285	350	300

* в числителе для цепей, применяемых на конвейере длиной до 35м, в знаменателе – при большой длине конвейера.

Пример. Выбрать геометрические размеры сечения желоба скребкового конвейера общего назначения для обеспечения производительности 125 т/ч при скорости движения цепи $V=0,4$ м/с, коэффициенте заполнения желоба $\psi=0,7$ и виде перемещаемого груза – рядовой уголь $\gamma=0,9$ т/м³ с максимальным размером куска $a'_{\max}=150$ мм.

Решение. Площадь поперечного сечения желоба

$$F_0 = \frac{125}{3600 \cdot 0,4 \cdot 0,9 \cdot 0,7} = 0,137 \text{ м}^2.$$

Из таблицы 8.13 выбираем скребковую цепь со скребками шириной $B=600$ мм и высотой $h=250$ мм, площадь скребка (желоба) $F=0,15$ м².

Выбранная ширина скребка удовлетворяет заданной крупности материала.

Выбрать геометрические размеры сечения желоба скребкового конвейера общего назначения по следующим данным (табл. 8.14)

Таблица 8.14.

Исходные данные

Производительность конвейера Q , т/ч	50	80	100	120	140	160	180	200	240	280	320	360
Скорость цепи V , м/с	0,4	0,4	0,5	0,5	0,63	0,63	0,5	0,5	0,63	0,63	0,75	0,75
Насыпная плотность γ , т/м ³	0,8	0,9	0,8	0,9	1,3	1,6	0,8	0,9	0,95	1,00	1,3	0,95
Максимальный размер куска a'_{\max} , мм	60	80	100	150	130	180	200	250	200	250	300	300
Угол наклона β , град	4	6	8	10	12	14	16	18	17	15	13	11

8.2.2. Определение сопротивлений на характерных участках трассы конвейера

На рис.8.7. приведена схема конвейера.

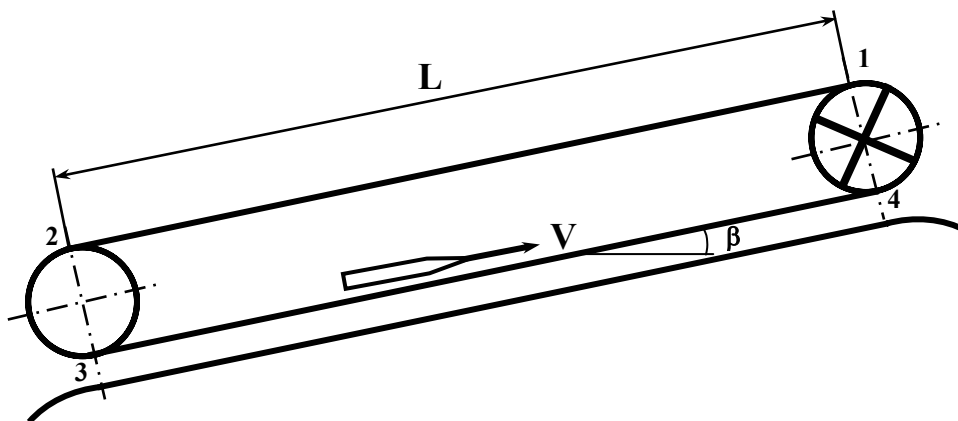


Рис. 8.7. Схема трассы конвейера

Сопротивление движению на грузовой ветви

$$W_{zp} = W_{3-4} = [(q_0 \cdot w' + q \cdot f_1) \cdot \cos \beta \pm (q + q_0) \cdot \sin \beta] \cdot L \cdot g, \text{ Н}, \quad (8.52)$$

где $q = Q / 3,6 \cdot V$, кг/м – погонная масса груза;

L – длина конвейера, м;

$g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

w' – коэффициент сопротивления движению цепи;

$w' = 0,10 \dots 0,12$ – для катковых цепей;

$w' = 0,25...0,30$ – для втулочных цепей;
 f_l – коэффициент трения материала о желоб, равный $0,5...0,6$ для угля и $0,4...0,45$ для антрацита.

Соппротивление движению на порожней ветви конвейера

$$W_{пор} = W_{1-2} = q_0 \cdot L \cdot g \cdot (w' \cdot \cos\beta \pm \sin\beta), \text{ Н.} \quad (8.53)$$

Соппротивление на хвостовой звездочке $W_{зв} = W_{2-3}$ определяют приближенно в зависимости от натяжения $S_2 = S_{нб}$ набегающей на эту звездочку ветви цепи

$$W'_{зв} = W_{2-3} = 0,1 \cdot S_2. \quad (8.54)$$

Соппротивление на приводной звездочке

$$W_{зв} = W_{4-1} = 0,05 \cdot (S_4 + S_1), \text{ Н.} \quad (8.55)$$

Пример. Определить статические соппротивления движению грузеной $W_{зр}$ и порожней $W_{пор}$ ветвей скребкового конвейера общего назначения, имеющего производительность $Q=80$ т/ч, длину $L=80$ м и служащего для подачи вниз породы из под отсадочной машины.

Угол наклона конвейера к горизонтали $\beta=10^\circ$. Скорость движения цепи $V=0,5$ м/с.

Погонная масса скребковой цепи $q_0=79$ кг/м.

Кэффициент соппротивления движению втулочной цепи принять $w'=0,3$.

Кэффициент трения породы о желоб принять $f_l=0,8$.

Решение. Погонная масса перемещаемого груза

$$q = 80 / 3,6 \cdot 0,5 = 44,45 \text{ кг/м.}$$

Соппротивление движению грузеной ветви

$$W_{зр} = [(79 \cdot 0,3 + 44,45 \cdot 0,8) \cdot 0,985 - (44,45 + 79) \cdot 0,174] \cdot 80 \cdot 9,81 = 28952 \text{ Н.}$$

Соппротивление движению порожней ветви

$$W_{пор} = 79 \cdot 80 \cdot 9,81 \cdot (0,3 \cdot 0,985 + 0,174) = 29109 \text{ Н.}$$

Определить соппротивления движению грузеной и порожней ветвей скребкового конвейера общего назначения по следующим данным (табл.8.15)

Таблица 8.15.

Исходные данные

Производительность конвейера Q , т/ч	175	140	240	400	120	100	220	240	280	375	300	350
Скорость цепи V , м/с	0,4	0,5	0,63	0,75	0,63	0,5	0,4	0,5	0,63	0,75	0,63	0,5
Длина конвейера L , м	15	25	35	30	20	40	50	45	35	20	40	50
Погонная масса цепи q_0 , кг/м	79	61	107	176	79	61	176	107	176	134	176	285
Угол наклона β , град	0	8	0	10	15	20	15	13	10	25	8	5

Конвейер оснащен катковыми цепями.

8.2.3. Определение натяжений в характерных точках

Натяжение в характерных точках находим методом обхода тягового контура по точкам. Минимальное натяжение принимается исходя из условий обеспечения нормального взаимодействия цепи со звездочкой: $S_{min}=2000...3000$ Н на 1 цепь.

Если $W_{пор} = W_{1-2} > 0$, то минимальное натяжение принимают в точке 1 ($S_1 = S_{min}$), если $W_{пор} = W_{1-2} < 0$, то принимают $S_2 = S_{min}$.

Если $W_{пор} > 0$,

$$S_1 = S_{min};$$

$$S_2 = S_1 + W_{1-2};$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = 1,1 \cdot S_2;$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = 1,03 \cdot S_2 + W_{3-4}.$$

8.2.4. Проверка тяговой цепи на прочность

Прочность цепи

$$S_p \geq m \cdot K_{\text{ц}} \cdot S_{\text{max}}, \text{ Н},$$

где $m = 6 \dots 8$ – запас прочности цепи;

$K_{\text{ц}}$ – коэффициент, учитывающий количество цепей, одновременно работающих в конвейере, и неравномерность распределения между ними нагрузки: $K_{\text{ц}} = 0,6 \dots 0,8$ – для двухцепных конвейеров и $K_{\text{ц}} = 1$ – для одноцепных конвейеров.

$S_{\text{max}} = S_4$ – максимальное натяжение тягового органа.

По величине S_p делают проверку выбранной цепи на прочность.

Пример. По условию предыдущей задачи определить натяжение в характерных точках скребкового двухцепного конвейера.

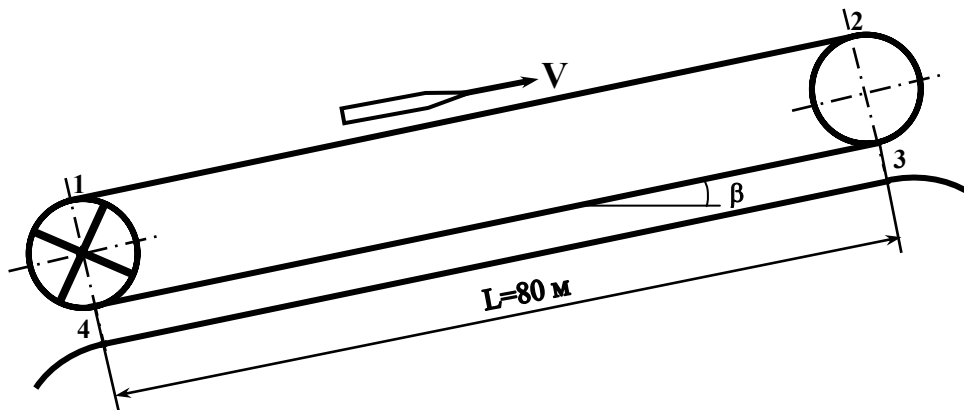


Рис. 8.8. Схема конвейера

Решение. Принимаем натяжение в точке 1 $S_1 = 4000 \text{ Н}$;

$$S_2 = 4000 + 29109 = 33109 \text{ Н};$$

$$S_3 = 1,1 \cdot 33109 = 36420 \text{ Н};$$

$$S_4 = 36420 + 28952 = 65372 \text{ Н}.$$

Пример. При каком угле наклона β сопротивление движению порожней ветви скребкового конвейера, доставляющего уголь вверх, будет равно нулю, если коэффициент сопротивления движению катковой цепи равен $w' = 0,12$?

Решение. Полагая $W_{\text{пор}} = 0$, находим

$$q_0 \cdot L \cdot g \cdot (w' \cdot \cos \beta \pm \sin \beta) = 0; \quad w' \cdot \cos \beta = \sin \beta; \quad \text{tg} \beta = w' = 0,12; \quad \beta = 6^\circ 51'.$$

По условиям предыдущей задачи определить натяжение в характерных точках скребкового двухцепного конвейера общего назначения.

При каком угле наклона скребкового конвейера, доставляющего уголь с $\gamma = 0,9 \text{ т/м}^3$ вниз, сопротивление грузной ветви будет равно нулю (табл. 8.16)?

Исходные данные

Погонная масса груза q , кг/м	121,5	77,8	105,8	148,1	52,9	55,6	152,8	133,3	123,5	138,9	132,3	194,4
Погонная масса скребк. цепи q_0 , кг/м	79	61	107	176	79	61	176	107	176	134	176	285
Коэффициент сопротивления движению цепи w'	0,1	0,25	0,12	0,3	0,25	0,3	0,1	0,12	0,1	0,12	0,25	0,1
Коэффициент трения материала о желоб f_l	0,5	0,6	0,55	0,6	0,5	0,6	0,4	0,45	0,5	0,4	0,5	0,4

8.2.5. Определение тягового усилия и мощности приводного двигателя

Окружное тяговое усилие на валу приводной звездочки

$$W_0 = S_d - S_l + 0,05 \cdot (S_d + S_l), \text{ Н} \quad (8.57)$$

Мощность приводного двигателя

$$N = K_d \cdot \frac{W_0 \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт},$$

где $K_d = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса мощности;

η – КПД привода.

Угловая скорость вращения приводных звездочек

$$n_{зв} = \frac{60 \cdot V}{z \cdot t}, \text{ мин}^{-1},$$

где z – число граней приводной звездочки, обычно принимают: $z = 4; 6; 8$;

t – шаг тяговой цепи, м.

Необходимое передаточное число редуктора

$$U_p = n_d / n_{зв},$$

где n_d – угловая скорость вращения вала приводного двигателя.

По полученным необходимым значениям передаточного отношения U_p и мощности N выбирают из справочников двигатель и редуктор.

Пример. Определить окружное тяговое усилие на валу приводной звездочки и выбрать двигатель для скребкового конвейера, если натяжение цепи в точке набегания $S_{нб} = 26000 \text{ Н}$, натяжение в точке сбегания $S_{сб} = 4000 \text{ Н}$, скорость движения цепи $V = 0,75 \text{ м/с}$ и КПД редуктора $\eta = 0,85$.

Решение. Окружное усилие на приводной звездочке

$$W_0 = 26000 - 4000 + 0,05 \cdot (26000 + 4000) = 23500 \text{ Н}.$$

Установочная мощность двигателя

$$N = 1,2 \cdot \frac{23500 \cdot 0,75}{1000 \cdot 0,85} = 25 \text{ кВт}.$$

Выбираем по каталогу взрывозащищенный двигатель

$$\text{ВР225М8; } N_0 = 30 \text{ кВт; } n_0 = 750 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример. Определить передаточное число редуктора для конвейера, у которого используется тяговая цепь с шагом $t = 0,25 \text{ м}$, движущаяся со скоростью $V = 0,63 \text{ м/с}$, а приводная звездочка имеет 4 грани. В приводе конвейера применен двигатель с $n_d = 740 \text{ мин}^{-1}$.

Решение. Частота вращения приводной звездочки

$$n_{зв} = \frac{60 \cdot 0,63}{4 \cdot 0,25} = 37,8 \text{ мин}^{-1}.$$

Необходимое передаточное число редуктора

$$U_p = 740 / 37,8 = 19,6.$$

Определить окружное тяговое усилие на валу приводной звездочки и выбрать двигатель для привода скребкового конвейера общего назначения, приняв КПД редуктора 0,92, по следующим данным (табл. 8.17).

Таблица 8.17.

Исходные данные

Натяжение в точке набега- ния $S_{но}, Н$	18200	56900	44700	28200	30600	27700	34400	16200	2200	37500	19100	21600
Натяже- ние в точ- ке сбега- ния $S_{сб}, Н$	4000	5000	6000	5000	4000	5000	6000	5000	4000	5000	6000	5000
Скорость движения цепи $V, м/с$	0,4	0,5	0,63	0,75	0,63	0,5	0,4	0,5	0,63	0,75	0,63	0,5

Определить передаточное число редуктора скребкового конвейера по следующим данным (табл.8.18).

Таблица 8.18.

Исходные данные

Скорость движения цепи $V, м/с$	0,4	0,5	0,63	0,75	0,63	0,5	0,4	0,5	0,63	0,75	0,63	0,5
Шаг цепи $t, м/с$	0,25	0,25	0,315	0,25	0,25	0,315	0,315	0,25	0,25	0,315	0,25	0,315
Число граней приводной звездочки, z	8	6	5	6	4	5	6	5	4	4	5	4
Частота вращения двигателя $n_d,$ мин ⁻¹	740	735	740	735	980	980	980	980	740	980	1475	740

Пример. Произвести расчет скребкового конвейера общего назначения для следующих условий: производительность $Q=175$ т/ч; длина $L=30$ м; угол наклона $\beta=8^\circ$ (подача груза вверх); транспортируемый материал – рядовой уголь, $\gamma=0,9$ т/м³; крупность кусков $a'_{max}=150$ мм.

Решение. Примем скорость движения тяговой цепи $V=0,5$ м/с; коэффициент заполнения желоба $\psi=0,7$.

Площадь поперечного сечения желоба

$$F_0 = \frac{175}{3600 \cdot 0,5 \cdot 0,9 \cdot 0,7} = 0,15 \text{ м}^2.$$

Из табл.8.13. выбираем скребковую цепь со скребками шириной $B=600\text{мм}$ и высотой $h=250\text{мм}$, площадь скребка $F=0,15\text{м}^2$. Выбранная ширина скребка удовлетворяет заданной крупности материалов. Цепи катковые, шаг цепи $t=0,32\text{ м}$, шаг скребков 640мм .

Погонная масса груза

$$q = \frac{175}{3,6 \cdot 0,5} = 98 \text{ кг/м.}$$

Погонная масса цепи (см.табл.8.13)

$$q_0 = 79\text{кг/м.}$$

Соппротивление движению на грузеной ветви (принимаем $w'=0,12, f_l=0,6$)

$$W_{zp}=W_{3-4} = [(98 \cdot 0,6 + 79 \cdot 0,12) \cdot 0,99 + (98 + 79) \cdot 0,139] \cdot 30 \cdot 9,81 = 27193 \text{ Н.}$$

Соппротивление движению порожней ветви

$$W_{nop} = W_{1-2} = 79 \cdot 30 \cdot 9,81 \cdot (0,12 \cdot 0,99 + 0,139) = -461 \text{ Н.}$$

Учитывая, что соппротивление движению порожней ветви отрицательное, принимаем для скребков со средним расположением цепей

$$S_{min} = S_2 = 4000\text{Н.}$$

Соппротивление движению на хвостовой звездочке

$$W'_{зз} = W_{2-3} = 0,1 \cdot 4000 = 400 \text{ Н.}$$

Натяжение в характерных точках, используя метод обхода контура по точкам:

$$S_1 = 4000 + 461 = 4461 \text{ Н;}$$

$$S_2 = 4000 + 400 = 4400 \text{ Н;}$$

$$S_3 = 4400 + 27193 = 31593 \text{ Н.}$$

Проверим тяговые цепи на прочность

$$S_p = 8 \cdot 0,6 \cdot 31593 = 151647 \text{ Н.}$$

Паспортное значение разрывной нагрузки тяговой катковой цепи типа М160 в соответствии со стандартом $S_{p.nacn} = 160000\text{Н}$.

Следовательно, выбранная цепь удовлетворяет условиям прочности, так как

$$S_p < S_{p.nacn} ; 151647 < 160000.$$

Окружное тяговое усилие

$$W_0 = 31593 - 4461 + 0,05 \cdot (31593 + 4461) = 28935 \text{ Н.}$$

Мощность на валу приводной звездочки

$$N_0 = 28935 \cdot 0,5 / 1000 = 14,5\text{кВт.}$$

Расчетная мощность тягового двигателя

$$N = 1,2 \cdot \frac{28935 \cdot 0,5}{1000 \cdot 0,85} = 20,4 \text{ кВт.}$$

Принимаем тяговый двигатель ВР200L8 $N_0=22\text{кВт}$; $n_0=745\text{мин}^{-1}$.

Частота вращения приводных звездочек

$$n_{зз} = \frac{60 \cdot 0,5}{6 \cdot 0,32} = 15,5\text{мин}^{-1}.$$

Расчетное передаточное число редуктора

$$U_p = 745 / 15,5 = 48,1.$$

Принимаем редуктор Ц2У-400Н $N_0=25\text{кВт}$; $n_0=750\text{мин}^{-1}$, $U_p = 50$.

Произвести расчет скребкового конвейера общего назначения для следующих условий (табл.8.19).

Исходные данные

№ п/п	Производительность конвейера Q , т/ч	Скорость цепи V , м/с	Длина конвейера L , м	Угол наклона β , град	Насыпная плотность γ , т/м ³	Число граней звездочки z
1	175	0,4	15	0	0,85	6
2	140	0,5	25	8	0,90	5
3	240	0,63	35	0	0,95	4
4	400	0,75	30	10	0,80	4
5	120	0,63	20	15	1,00	5
6	100	0,5	40	20	0,90	6
7	220	0,4	50	15	1,4	5
8	240	0,5	45	13	0,85	6
9	280	0,63	35	10	0,90	4
10	375	0,75	20	25	0,80	4
11	300	0,63	40	8	0,9	5
12	350	0,5	50	5	1,00	4
13	350	0,5	50	-5	0,9	4
14	300	0,63	40	-8	1,0	5
15	375	0,75	20	-25	0,8	4
16	280	0,63	35	-10	0,95	4
17	240	0,5	45	-13	0,9	6
18	220	0,4	50	-15	0,9	6
19	100	0,5	40	-20	0,80	5
20	120	0,63	20	-15	0,45	4
21	400	0,75	30	-10	0,80	4
22	240	0,63	35	-3	0,90	5
23	140	0,5	25	-8	0,95	6
24	175	0,4	15	-22	0,80	6
25	400	0,75	42	-11	0,90	4

8.2.6. Особенности расчета конвейеров сплошного волочения

Потребная площадь поперечного сечения желоба конвейера сплошного волочения находится:

– для конвейеров с $\beta \leq 18^\circ$

$$F_0 = B \cdot h = \frac{Q}{3600 \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \psi_3 \cdot \psi}, \text{ м}^2, \quad (8.58)$$

где $\psi=0,75 \dots 0,80$ – коэффициент заполнения желоба;
 $\psi_1=0,9$ – коэффициент, учитывающий уменьшение производительности конвейера вследствие неравномерной скорости перемещения потока материала в поперечном сечении;
 $\psi_2=0,95$ – коэффициент, учитывающий потерю полезного объема желоба вследствие размещения в ней и скребков;
 $\psi_3=1$ при $\beta \leq 10^\circ$ и $\psi_3=0,90$ при $\beta=10^\circ \dots 18^\circ$ – коэффициент, учитывающий уменьшение высоты слоя материала в желобе наклонного конвейера;
– для вертикальных конвейеров

$$F_0 = B \cdot h = \frac{Q}{3600 \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi'}, \text{ м}^3, \quad (8.59)$$

где $\psi' = \psi_1 \cdot \psi_2 = 0,5; 0,7; 0,8$ – коэффициент, учитывающий снижение производительности соответственно для порошкообразных, мелкозернистых и мелкокусковых материалов;

V – скорость движения цепи, принимается для мелкокусковых и зернистых материалов $0,16 \dots 0,30$ м/с, а для порошкообразных $< 0,2$ м/с.

При расчете сопротивлений движению дополнительно к сопротивлениям движению материала на грузовой и порожняковой ветвях конвейера добавляется сопротивление, обусловленное трением материала о боковые стенки, которое определяется по формуле

$$W'_{zp} = \frac{1000 \cdot K \cdot \gamma \cdot L \cdot h^2 \cdot f_1 \cdot g}{\cos^2 \beta}, \text{ Н}, \quad (8.60)$$

где $K = \text{tg}^2(45 - \rho'/2)$ – коэффициент подвижности материала;

ρ' – угол внутреннего трения, который на практике принимается равным углу естественного откоса φ и может приниматься для угля $\rho' = 30^\circ \dots 45^\circ$;

h – высота слоя груза в желобе, м.

Тяговое усилие на валу приводных звездочек с учетом сил сопротивления $W'_{гр}$:

$$W_0 = K_2 \cdot (W_{zp} + W'_{zp} + W_{ноп}) = K_2 \cdot L \cdot g \cdot [q \cdot (f_1 \cdot \cos \beta \pm \sin \beta) + 2 \cdot q_0 \cdot w' \cdot \cos \beta + \frac{1000 \cdot K \cdot \gamma \cdot L \cdot h^2 \cdot f_1 \cdot g}{\cos^2 \beta}], \text{ Н}, \quad (8.61)$$

где $K_2 = 1,2 \dots 1,3$ – коэффициент, учитывающий сопротивления на концевых звездочках, сопротивления от неровностей желоба и т.п.

8.3. Ковшовые элеваторы

8.3.1. Выбор типа элеваторов и определение размеров ковшей

Тип элеватора, форму ковшей выбирают в зависимости от характеристики транспортируемого материала (табл.8.20).

Таблица 8.20.

Основные параметры элеваторов

Насыпные грузы	Примеры характерных грузов	Тип элеватора	Тип ковша	Средний коэффициент заполнения ковшей	Скорость движения, м/с	
					ленты	цепи
1	2	3	4	5	6	7
Пылевидные	Угольная пыль	Тихоходный со свободной самотечной разгрузкой	г	0,85	-	0,6-0,8
	Цемент, мука фосфоритная	Быстроходный с центробежной разгрузкой	г	0,8	1,25-2,0	-
Пылевидные и зернистые, влажные плохосыпучие	Земля, песок, мел в порошке, химикаты	Быстроходный с центробежной разгрузкой	м	0,6	1,0-2,0	0,8-2,0

1	2	3	4	5	6	7
Зернистые и мелкокусковые, малоабразивные	Сухая глина в комках, торф фрезерный, мелкий уголь	Быстроходный с центробежной разгрузкой	г	0,8	1,25-2,0	1,0-1,6
	Щламовая известь, сажа	Тихоходный с самотечной разгрузкой	г	0,8	-	0,4-1,0
Зернистые и мелкокусковые, сильно абразивные	Гравий, руда, шлаки	Тихоходный с самотечной направленной разгрузкой	о с	0,8	0,4-0,8	0,4-0,63
	Песок, зола, земля, порода	Быстроходный с центробежной разгрузкой	г	0,8	1,0-2,0	-
Среднекусковые (а=60мм) малоабразивные	Каменный уголь	Тихоходный с самотечной направленной разгрузкой	о с	0,7	-	0,4-0,63
	Кусковой торф	Быстроходный с центробежной разгрузкой	г	0,65	-	0,8-1,6
Среднекусковые сильно абразивные	Камень, руда, шлаки	Тихоходный с самотечной направленной разгрузкой	о с	0,7	-	0,4-0,63

Примечание. Типы ковшей: Г–глубокий; М–мелкий; О–острогранный с бортовыми направляющими; С–со скругленным дном, с бортовыми направляющими.

Емкость ковшей и их размеры для наклонных элеваторов с цепным тяговым органом выбирают по данным, приведенным в табл. 8.21, 8.22, а для вертикальных элеваторов – по стандарту (в табл.8.23) в зависимости от заданной производительности.

$$\frac{i_0}{a_0} = \frac{Q_p}{3,6 \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi}, \text{ л/м}, \quad (8.62)$$

где Q_p – часовая производительность элеватора, т/ч;

i_0 – емкость ковша, л;

a_0 – шаг ковшей, м (для глубоких и мелких ковшей, располагаемых с интервалом, $a_0=(2,5...3,0)H$, для ковшей с бортовыми направляющими, располагаемыми непрерывно, $a_0=H$, где H – высота ковша; для цепных элеваторов шаг ковшей должен быть кратным шагу или двум шагам цепи);

V – скорость движения ленты или цепи, м/с;

γ – насыпная плотность груза, т/м³;

ψ – коэффициент заполнения ковшей.

Таблица 8.21.

Параметры цепных элеваторов

Ширина ковша B , мм	Емкость ковша i_0 , л	Шаг сомкнутых ковшей a_0 , мм	Погонная емкость $\frac{i_0}{a_0}$, л/м	Погонная масса цепи с ковшами q_0 , кг/м
400	25	320	78,1	116
500	34	320	106,2	130
650	65	400	162,5	196
800	110	500	220	280
1000	163	500	326	316

Таблица 8.22.

Параметры цепных наклонных элеваторов

Наименование основных параметров	Типоразмеры				
	ЭНТ 4	ЭНТ 5	ЭНТ 6	ЭНТ 8	ЭНТ 10
Расчетная производительность Q_p , т/ч	70	110	170	250	400
Ширина ковша B , мм	400	500	650	800	1000
Емкость ковша i_0 , л	25	34	65	110	163
Шаг ковшей a_0 , мм	320	320	400	500	500
Скорость движения ковшей V , м/с	0,36	0,36	0,45	0,45	0,45
Шаг цепи $t_{ц}$, мм	320	320	400	500	500
Допустимая крупность транспортируемого материала a'_{max} , мм	100	100	150	150	150
Число граней приводных звездочек z	6	6	6	6	6
Максимальная длина элеватора L , м	35	35	40	40	40
Погонная масса цепи с ковшами q_0 , кг/м	116	130	196	280	310
Разрывное усилие одной цепи $S_{раз}$, Н	700000	700000	1230000	1820000	1820000

Таблица 8.23.

Основные параметры ковшей

Ширина ковша B , мм	Ширина ленты (для лент точных элеваторов) B_L , мм		Шаг расставленных ковшей a_0 , мм	Ковши глубокие типа Г		Ковши мелкие типа М		Шаг сомкнутых ковшей a_0 , мм	Ковши с бортовыми направляющими			
	первый ряд	второй ряд		i_0 , л	$\frac{i_0}{a_0}$, л/м	i_0 , л	$\frac{i_0}{a_0}$, л/м		Остроугольные типа О		Скругленные типа С	
									i_0 , л	$\frac{i_0}{a_0}$, л/м	i_0 , л	$\frac{i_0}{a_0}$, л/м
100	125	-	200	0,2	1,0	0,1	0,5	-	-	-	-	-
125	160	150	320	0,4	1,3	0,2	0,66	-	-	-	-	-
160	200	-	320	0,6	2	0,35	1,17	160	0,65	4,06	-	-
200	250	-	400	1,3	3,24	0,75	1,87	200	1,3	6,5	-	-
250	300	315	400	2,0	5	1,4	3,5	200	2	10	-	-
320	370	400	500	4,0	8	2,7	5,4	250	4	16	6,4	25,6
400	450	500	500	6,3	12,6	4,2	8,4	320	7,8	24,4	14	43,7
500	550	600	630	12	19	6,8	10,8	400	-	-	28	70
650	700	-	-	16,8	26,6	11,5	18,2	500	-	-	60	120
800	-	-	-	-	-	-	-	630	-	-	118	187
1000	-	-	-	-	-	-	-	630	-	-	148	235

Пример. Выбрать ковшовый элеватор, обеспечивающий подачу угля со склада на перегрузочную станцию с производительностью 350 т/ч. Разница в отметках 24м.

Решение. Для этих условий принимаем элеватор ЭНТ 10.

Пример. Сможет ли ковшовый элеватор ЭНТ 5 при транспортировке рядового угля обеспечить производительность 150 т/ч.

Решение. Не обеспечит, так как максимальная производительность ковшового элеватора ЭНТ 5 составляет 110 т/ч.

Выбрать ковшовый элеватор, обеспечивающий подачу угля со склада на перегрузочную станцию для следующих условий (табл.8.24).

Таблица 8.24.

Исходные данные

Производительность, т/ч	300	150	50	100	200	240	350	160	65	80	230	120
Разница в отметках	30	25	20	20	31	29	30	25	26	24	30	24

8.3.2. Определение погонных масс

Погонная масса ковшовой цепи определяется по данным завода изготовителя (табл.8.22).

Погонная масса материала

$$q = Q_p / 3,6 \cdot V, \text{ кг/м.}$$

8.3.3. Определение сопротивлений движению на характерных участках элеватора

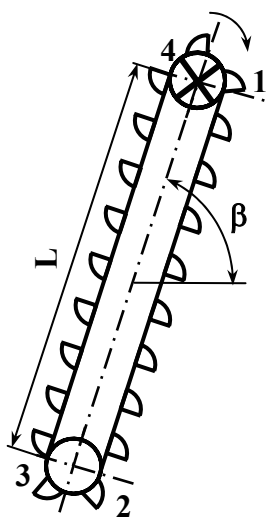


Рис. 8.9. Схема ковшового элеватора

Сопротивление движению на участке грузовой ветви

$$W_{gp} = W_{3-4} = L \cdot g \cdot (w' \cdot \cos \beta + \sin \beta) \cdot (q + q_0), \text{ Н,} \quad (8.62)$$

где w' - коэффициент сопротивления движению,
 $w' = 0,10 \dots 0,12$ для катковых цепей;
 $w' = 0,20 \dots 0,25$ для скользящих цепей.

Сопротивление на порожней ветви

$$W_{nop} = W_{1-2} = L \cdot g \cdot q_0 \cdot (w' \cdot \cos \beta - \sin \beta), \text{ Н.} \quad (8.63)$$

Сопротивление на приводном блоке

$$W_{np} = W_{4-1} = 0,05 \cdot (S_4 + S_1), \text{ Н,} \quad (8.64)$$

где S_4 и S_1 - натяжения в точках набегания и сбегания цепей на приводном блоке.

Сопротивление на нижнем блоке

$$W_n = W_{2-3} = 0,1 \cdot S_2, \text{ Н.} \quad (8.65)$$

Сопротивление, вызванное зачерпыванием материала при загрузке ковшей элеваторов с расставленными ковшами,

приблизительно можно определить по формуле

$$W_{зач} \approx K_{зач} \cdot q', \text{ Н,} \quad (8.66)$$

где $K_{зач}$ - коэффициент зачерпывания, выражающий удельную работу, затрачиваемую на зачерпывание груза, Нм/кг.

При скорости движения 1...1,25м/с принимают для порошкообразных и мелкокусковых насыпных грузов $K_{зач}=12,5...25\text{Нм/кг}$; для среднекусковых грузов при скорости движения 0,5...2м/с $K_{зач}=20...50\text{Нм/кг}$.

$$q' = q \cdot p / 100, \text{ кг/м,}$$

где p – % материала, загружаемого зачерпыванием.

Пример. Определить сопротивления на участках грузовой и порожней ветвей транспортного цепного элеватора, расположенного под углом 75° . Расчетная производительность элеватора 200 т/ч. Длина элеватора 25,5м.

Решение. Принимаем элеватор ЭНТ 8

$$q = Q_p / 3,6 \cdot V = 200 / 3,6 \cdot 0,45 = 123 \text{ кг/м;}$$

$$W_{зп} = L \cdot g \cdot (w' \cdot \cos \beta + \sin \beta) \cdot (q + q_0) = 255 \cdot 9,81 \cdot (0,25 \cdot 0,342 + 0,94) \cdot (123 + 280) = 17741 \text{ Н;}$$

$$W_{пор} = L \cdot g \cdot q_0 \cdot (w' \cdot \cos \beta - \sin \beta) = 25,5 \cdot 0,981 \cdot 280 \cdot (0,25 \cdot 0,342 - 0,94) = -5954 \text{ Н.}$$

Определить сопротивления на участках грузовой и порожней ветвей транспортного элеватора по следующим данным (табл.8.25)

Таблица 8.25.

Исходные данные

Угол наклона, град	60	65	70	62	67	64	66	70	60	65	70	64
Расчетная производительность, т/ч	50	40	35	60	80	100	150	190	230	260	290	350
Длина элеватора, м	25	30	20	27	30	25	20	20	25	30	35	30

8.3.4. Определение натяжений цепей в характерных точках

Для одноцепных ковшовых элеваторов минимальное натяжение цепей $S_{мин}$ принимают 2000...3000Н, для двухцепных – 4000...6000Н.

Для ковшового элеватора $S_{мин} = S_2$ (рис.8.9).

Зная $S_{мин}$, методом обхода контура по точкам находят натяжения цепей во всех характерных точках (S_1, S_2, S_3, S_4).

$$S_1 = S_2 - W_{1-2}, \text{ Н;}$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} + W_{зач}, \text{ Н;}$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_2 + W_{2-3} + W_{зач} + W_{3-4}, \text{ Н.}$$

Пример. Определить натяжения в характерных точках элеватора при сопротивлении на участке грузовой ветви $W_{3-4} = 17741 \text{ Н}$, на порожней ветви $W_{1-2} = -5954 \text{ Н}$, погонная масса транспортируемого груза $q = 123 \text{ кг/м}$.

Решение. Натяжение в точке 2 $S_2 = 4000 \text{ Н}$;

$$S_1 = S_2 - W_{1-2} = 4000 - (-5954) = 9954 \text{ Н;}$$

$$S_3 = S_2 + 0,1 \cdot S_2 + W_{зач}, \text{ Н; } W_{зач} = K_{зач} \cdot q', \text{ Н;}$$

$$q' = q \cdot p / 100 = 123 \cdot 25 / 100 = 30,75 \text{ кг/м;}$$

$$W_{зач} = 20 \cdot 30,75 = 615 \text{ Н;}$$

$$S_3 = 4000 + 0,1 \cdot 4000 + 615 = 5015, \text{ Н;}$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = 5015 + 17741 = 22756 \text{ Н.}$$

Определить натяжения в характерных точках элеватора по следующим данным (табл.8.30).

Исходные данные

Соппротивление на грузовой ветви, Н	10000	12000	14000	13000	11000	15000	17000	19000	18000	14000	16500	18000
Соппротивление на порожней ветви, Н	-3500	-4000	-4200	-4500	-3700	-5000	-6000	-6500	-6200	-4000	-4500	-6300
Погонная масса транспортируемого груза, кг/м	80	90	110	100	85	100	120	140	135	100	110	125

8.3.5. Определение запаса прочности цепей

Расчетная нагрузка на одну цепь

$$S_p = K_{\text{ц}} \cdot S_{\text{max}}, \text{ Н}, \quad (8.67)$$

где $K_{\text{ц}}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки между цепями: для одноцепных элеваторов $K_{\text{ц}}=1$, для двухцепных – $K_{\text{ц}}=0,6...0,7$.

Запас прочности цепи

$$m = S_{\text{раз}} / S_p, \quad (8.68)$$

где $S_{\text{раз}}$ – расчетное разрывное усилие цепи, Н.

8.3.6. Определение окружного тягового усилия на приводном блоке

$$W_o = S_{\text{нб}} \cdot S_{\text{сб}} + 0,05 \cdot (S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}}) = S_4 \cdot S_I + 0,05 \cdot (S_4 + S_I), \text{ Н}. \quad (8.69)$$

8.3.7. Выбор редуктора

Потребная мощность на валу приводного блока

$$N_0 = W_0 \cdot V / 1000, \text{ кВт}, \quad (8.70)$$

где V – скорость движения ковшовой цепи, м/с.

Частота вращения приводных звездочек элеватора

$$n_{\text{зв}} = 60 \cdot V / z \cdot t, \quad (8.71)$$

где z – число граней приводных звездочек, (обычно для транспортных элеваторов 6);
 t – шаг цепи, м.

Передаточное число редуктора

$$U_p = n_{\text{дв}} / n_{\text{зв}}, \quad (8.72)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения электродвигателя.

Для углеобогажительных фабрик рекомендуют принимать электродвигатели серии В и ВР с частотой вращения $n_{\text{дв}}=750 \text{ мин}^{-1}$.

По мощности на валу приводного барабана, передаточному числу редуктора и частоте вращения двигателя подбирают редуктор.

8.3.8. Выбор электродвигателя

Потребная мощность электродвигателя

$$N_{\text{дв}} = K_{\text{дв}} \cdot \frac{W_0 \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (8.73)$$

где $K_{\text{дв}}=1,1...1,2$ – коэффициент запаса мощности двигателя;

$\eta = 0,9 \dots 0,95$ – КПД редуктора, (0,97 на одну ступень).

Пример. Определить окружное тяговое усилие и мощность на валу приводного блока транспортного элеватора, а также выбрать двигатель при скорости движения ковшей $V=0,45$ м/с. Натяжения в набегающей и сбегающей ветвях соответственно равно 58000Н, 22000Н.

Решение.

$$W_0 = S_{нб} \cdot S_{сб} + 0,05 \cdot (S_{нб} + S_{сб}) = 58000 \cdot 2000 + 0,05 \cdot (58000 + 20000) = 40000 \text{ Н};$$

$$N_0 = W_0 \cdot V / 1000 = 40000 \cdot 0,45 / 1000 = 18 \text{ кВт};$$

$$N = K_{дв} \cdot \frac{W_0 \cdot V}{1000 \cdot \eta} = 1,2 \cdot \frac{40000 \cdot 0,45}{1000 \cdot 0,9} = 24 \text{ кВт}.$$

Принимаем двигатель ВР 225М8.

Определить окружное тяговое усилие и выбрать двигатель для транспортного цепного элеватора по следующим данным (табл 8.31).

Таблица 8.31.

Исходные данные

Скорость движения ковшовой цепи, м/с	0,3	0,35	0,36	0,4	0,4	0,35	0,4	0,45	0,3	0,5	0,36	0,45
Натяжение цепей в набегающей ветви, Н	60000	50000	65000	55000	50000	40000	60000	60000	70000	50000	45000	40000
Натяжение цепей в сбегающей ветви, Н	20000	18000	30000	19000	21000	15000	30000	35000	40000	20000	16000	13000

Пример. Определить передаточное число редуктора для ковшového элеватора ЭНТ-8, на котором установлен двигатель с частотой вращения $n_{дв} = 740 \text{ мин}^{-1}$.

$$n_{зв} = 60 \cdot V / z \cdot t = 60 \cdot 0,45 / 6 \cdot 0,5 = 9 \text{ мин}^{-1};$$

$$U_p = n_{дв} / n_{зв} = 740 / 9 = 82,2.$$

Определить передаточное число редуктора для транспортного элеватора по следующим данным (табл.8.32).

Таблица 8.32.

Исходные данные

Тип элеватора	ЭНТУ	ЭНТС	ЭНТ5	ЭНТ5	ЭНТ6	ЭНТ6	ЭНТ6	ЭНТ8	ЭНТ8	ЭНТ6	ЭНТ10	ЭНТ10
Частота вращения электродвигателя	740	960	970	760	720	900	740	760	970	930	740	950

8.3.9. Выбор стопорного устройства

Тормозное усилие стопорного устройства, пренебрегая сопротивлениями на концевых блоках, определяют по формуле

$$W_m = 2 \cdot g \cdot L \cdot q \cdot \sin \beta - W_o, \text{ Н}, \quad (8.74)$$

При положительном значении W_m производят выбор стопорного устройства по тормозному моменту.

Тормозной момент

$$M_m = K_{mp} \cdot \frac{W_m \cdot D}{2 \cdot U_p}, \text{ Нм}, \quad (8.75)$$

где D – диаметр начальной окружности приводной звездочки, м;

$K_{mp}=1,2\dots 1,3$ – коэффициент запаса сил торможения.

По полученным данным подбирают элеватор (табл.8.22).

Пример. Определить тормозное усилие стопорного устройства транспортного элеватора, расположенного под углом 75° , если окружное тяговое усилие на приводном блоке равно 40000Н. Расчетная производительность элеватора 200 т/ч, длина элеватора 25,5 м, скорость движения ковшей 0,45 м/с.

Решение.

$$W_m = 2 \cdot g \cdot L \cdot q \cdot \sin \beta - W_o, \text{ Н};$$

$$q = Q_p / 3,6 \cdot V = 200 / 3,6 \cdot 0,45 = 123 \text{ кг/м};$$

$$W_m = 2 \cdot 9,81 \cdot 2,55 \cdot 123 \cdot 0,94 - 40000 = 17846 \text{ Н}.$$

Определить тормозное усилие для выбора стопорного устройства транспортного элеватора по следующим данным (табл.8.33)

Таблица 8.33.

Исходные данные

Угол наклона элеватора β , град	Окружное тяговое усилие на приводном блоке W_o , Н	Расчетная производительность элеватора Q_p , т/ч	Длина элеватора L , м	Скорость движения ковшевой цепи V , м/с
60	40000	200	20	0,36
65	35000	160	24	0,36
70	45000	215	20	0,45
63	50000	240	25	0,45
68	51000	220	26	0,36
70	50000	200	27	0,45
60	35000	120	22	0,63
70	46000	220	25	0,45
65	40000	150	28	0,36
67	50000	230	23	0,63
70	60000	300	30	0,36
64	40000	150	28	0,45

8.3.10. Особенности расчета элеватора с ленточным тяговым органом

Так же, как и для цепных элеваторов, тип элеватора, форму ковшей, их емкость и размеры выбирают в зависимости от характеристики транспортируемого материала (табл.8.20) и производительности (табл. 8.23).

Предварительно принимают число прокладок ленты (обычно 3...4) и определяют диаметр приводного барабана

$$D_{\delta} = 0,125 \cdot i, \text{ м.} \quad (8.74)$$

Полученный по предыдущему выражению диаметр приводного барабана округляют до ближайшего большего или меньшего размера из нормального ряда размеров по стандарту (250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 мм).

Выбор скорости движения тягового органа производят в зависимости от способа разгрузки.

Для быстроходных элеваторов с центробежной разгрузкой

$$V \geq \sqrt{\frac{D_{\delta}}{0,204}}, \text{ м/с;} \quad (8.75)$$

для быстроходных элеваторов с центробежной и самотечной разгрузкой

$$V \geq \sqrt{\frac{D_{\delta}}{0,205 \dots 0,286}}, \text{ м/с;} \quad (8.76)$$

для среднескоростных элеваторов с центробежной и самотечной разгрузкой ковшей с внутренней стенки

$$V \geq \sqrt{\frac{D_{\delta}}{0,306 \dots 0,612}}, \text{ м/с;} \quad (8.77)$$

для тихоходных элеваторов с самотечной разгрузкой

$$V \geq \sqrt{\frac{D_{\delta}}{0,6}}, \text{ м/с.} \quad (8.78)$$

Определение погонных масс, сопротивлений движению производят так же, как при расчете транспортных элеваторов с цепным тяговым органом.

Определение натяжений для ленточных элеваторов производят, учитывая условие отсутствия пробуксовки ленты на приводном барабане.

Для удовлетворения этого условия отношение натяжения набегающей на приводной барабан ветви ленты $S_{нб}$ к сбегающей $S_{сб}$ должно быть

$$S_{нб} / S_{сб} = e^{\mu\alpha} / K_m.$$

Натяжение набегающей на приводной барабан ветви ленты (рис.8.10)

$$S_{нб} = S_2 + W_{2-3} + W_{зач} + W_{3-4} = \kappa_1 \cdot S_2 + g \cdot [\kappa_{зач} q' + (q + q_0) \cdot H], \text{ Н,} \quad (8.79)$$

где κ_1 – коэффициент, учитывающий сопротивление W_{2-3} на нижнем барабане, $\kappa_1 = 1,05 \dots 1,07$;

K_m – коэффициент запаса сил сцепления ленты на приводном барабане, $K_T = 1,2 \dots 1,3$.

Натяжение сбегающей с приводного барабана ветви ленты

$$S_{сб} = S_2 - W_{1-2} = S_2 + g \cdot q_0 \cdot H, \text{ Н,} \quad (8.80)$$

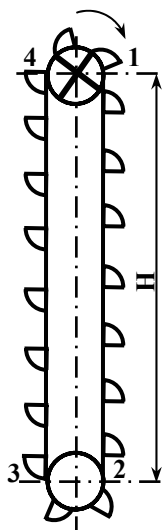
Тогда

$$\frac{\kappa_1 \cdot S_2 + g \cdot [\kappa_{зач} \cdot q' + (q + q_0) \cdot H]}{S_2 + g \cdot q_0 \cdot H} = \frac{e^{\mu\alpha}}{K_T} \quad (8.81)$$

или

$$S_2 = \frac{g \cdot \{K_T [\kappa_{зач} \cdot q' + (q + q_0) \cdot H] - q_0 \cdot H \cdot e^{\mu\alpha}\}}{e^{\mu\alpha} - \kappa_1 \cdot K_T}, \text{ Н,} \quad (8.82)$$

Рис.8.10. Схема элеватора



В случае если S_2 окажется отрицательным или меньше 1000Н, принимают для обеспечения плавного хода ленты и устойчивости ковшей $S_2 = 2000\text{Н}$.

Зная величину S_2 , находят натяжения в характерных точках, определяют число прокладок ленты, усилие на натяжном устройстве, окружное тяговое усилие, производят выбор стопорного устройства, двигателя и редуктора.

При расчете ленты на прочность следует учитывать ослабление ее отверстиями для болтов, крепящих к ленте ковши.

Пример. Определить необходимое число прокладок для ленты из ткани БКНЛ-65 быстроходного элеватора с шириной ковша $B=500$ мм. Максимальное натяжение ленты $S_{\max}=11000$ Н. Ковши крепятся к ленте тремя заклепками диаметром в 10 мм.

Решение.

$$B' = B \cdot nd = 650 \cdot 3 \cdot 10 = 620 \text{ мм};$$

$$i = \frac{S_{\max} \cdot m}{B \cdot K_z} = \frac{11000 \cdot 10}{62 \cdot 550} = 3,19.$$

Принимаем 4 прокладки.

Определить число прокладок для ленты быстроходного элеватора. Ковши закреплены тремя болтами диаметром 10мм (табл.8.34).

Таблица 8.34.

Исходные данные

Ткань прокладок	БКНЛ65	БКНЛ100	БКНЛ65	БКНЛ100	БКНЛ65	БКНЛ65	БКНЛ65	БКНЛ100	БКНЛ65	БКНЛ100	БКНЛ65	БКНЛ65
Ширина ковша B , мм	500	800	500	650	500	650	500	800	500	650	500	650
Максимальное натяжение ленты S_{\max} , Н	10000	15000	12000	14000	13000	12000	14000	16000	12500	15000	12500	13000

8.4. Обезвоживающие элеваторы

8.4.1. Определение емкости ковша

По заданной расчетной производительности определяют погонную емкость ковшей

$$\frac{i_0}{a_0} = \frac{Q_p}{3,6 \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi'}, \text{ л/м}, \quad (8.83)$$

где V – скорость движения ковшей, м/с; в соответствии с "Нормами технологического проектирования углеобогатительных фабрик", скорость движения ковшей обезвоживающих элеваторов принимают 0,25м/с для предварительного обезвоживания и 0,17м/с для окончательного;

ψ' – коэффициент заполнения ковшей, для обезвоживающих элеваторов принимают $\psi'=0,5 \dots 0,8$.

По табл. 8.35 подбирают ближайшее большее значение $\frac{i_0}{a_0}$, находят ширину, емкость и шаг ковшей.

Таблица 8.35.

Параметры ковшей обезвоживающих элеваторов

Погонная емкость $\frac{i_0}{a_0}$, л/м	Емкость ковша i_0 , л	Ширина ковша B , мм	Шаг ковшей a_0 , мм	Шаг цепи t , мм	Тип элеватора
25,0	16	400	640	320	Э 04
50,0	16	400	320	320	Э 04С
62,5	50	650	800	400	Э 06
125,0	50	650	400	400	Э 06С
156,25	125	1000	800	400	Э 010
312,5	125	1000	400	400	Э 010С

Параметры элеваторов приведены в табл. 8.41.

По выбранным значениям i_0 и a_0 определяют расчетное значение коэффициента заполнения ковшей

$$\psi = \frac{Q_p \cdot a_0}{3,6 \cdot V \cdot \gamma \cdot i_0} \quad (8.84)$$

Пример. Выбрать элеватор для окончательного обезвоживания породы крупностью 0,5-10 мм с насыпной плотностью $\gamma=1,5\text{т/м}^3$. Производительность обезвоживающего элеватора 40 т/ч.

Решение.

$$\frac{i_0}{a_0} = \frac{Q_p}{3,6 \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi'} = \frac{40}{3,6 \cdot 0,17 \cdot 1,5 \cdot 0,7} = 61 \text{ л/м.}$$

По табл.8.35 принимаем ближайшее большее значение $\frac{i_0}{a_0}=62,5\text{л/м}$.

При этом:

- емкость ковша, $i_0=50\text{л}$;
- ширина ковша, $B=650\text{мм}$;
- шаг ковшей, $a_0=800\text{мм}$;
- шаг цепи, $t=400\text{мм}$.

Эти данные соответствуют характеристике обезвоживающего элеватора Э06 (табл. 8.41).

Пример. По условиям предыдущей задачи определить действительный коэффициент заполнения ковшей элеватора.

Решение.

$$\psi = \frac{Q_p \cdot a_0}{3,6 \cdot V \cdot \gamma \cdot i_0} = \frac{40 \cdot 0,8}{3,6 \cdot 0,17 \cdot 1,5 \cdot 50} = 0,697$$

Выбрать элеватор для окончательного обезвоживания породы (пром. продукта) крупностью 0,5...10мм и определить действительный коэффициент заполнения ковшей по следующим исходным данным (табл.8.36)

Таблица 8.36.

Исходные данные

Расчетная производительность Q_p , т/ч	17	27	35	60	70	80	90	100	110	120	150	200
Насыпная плотность транспортируемого материала γ , т/м ³	1,6	1,5	1,4	1,5	1,6	1,4	1,4	1,5	1,6	1,3	1,5	1,4

8.4.2. Определение длины элеватора

Обезвоживающий элеватор включает в себя подводную и надводную части. Длина подводной части (l_n) равна расстоянию между концевыми блоками элеватора и уровнем воды в отсадочной машине (обычно 4,5-6м). Минимальная длина надводной части зависит от скорости движения ковшей и нормированного времени дренирования воды из транспортируемого продукта

$$l_n = V \cdot t, \text{ м.} \quad (8.85)$$

Нормативное время дренирования воды на обезвоживающих элеваторах приведено в табл. 8.37.

Таблица 8.37.

Нормативное время дренирования воды на обезвоживающих элеваторах

Крупность продукта, мм	Продукт	Минимальное время дренирования, с
Более 13 (25)	Промпродукт	17
	Отходы	15
0,5...13 (25)	Концентрат	31
	Промпродукт	29
	Отходы	27 (40)
0,5...100 (150)	Промпродукт	24
	Отходы	22 (35)

Примечание. В скобках приведены значения времени дренирования отходов при наличии в них глинистых частиц.

Минимальная длина обезвоживающего элеватора

$$L_{\min} = l_n + l_n, \text{ м.} \quad (8.86)$$

Учитывая конкретные условия, на фабрике принимают длину элеватора $L \geq L_{\min}$.

Пример. Определить минимальную длину надводной части элеватора окончательно обезвоживающего промпродукта крупностью $a'=0,5...13$ мм. Ковши обезвоживающего элеватора рассредоточены, $V=0,17$ м/с.

Решение.

$$l_n = V \cdot t = 0,17 \cdot 29 = 5 \text{ м.}$$

Определить минимальную длину надводной части элеватора для обезвоживания отходов по следующим данным (табл. 8.38).

Таблица 8.38.

Скорость движения ковшей V , м/с	0,17	0,20	0,25	0,15	0,17	0,15	0,25	0,17	0,20	0,25	0,17	0,15
Крупность продукта a' , мм	0,5 13	0,5 100	0,5 13	0,1 100	0,5 100	0,5 13	0,5 100	более 13	0,5 13	более 13	более 13	более 13

8.4.3. Определение погонных масс

При определении погонной массы транспортируемого продукта и ковшовой цепи в подводной части обезвоживающего элеватора должно быть учтено их уменьшение за счет действия закона Архимеда.

Погонная масса транспортируемого продукта в подводной части элеватора

$$q_n = \frac{G}{a_0} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_e}{\gamma_u} \right), \text{ кг/м,} \quad (8.87)$$

где $G = i_0 \cdot \gamma \cdot \psi$ – масса продукта в ковше, кг;

γ_e – плотность воды в элеваторе (по данным практики $\gamma_e = 1,2 \text{ кг/дм}^3$);

γ_u – плотность транспортируемого груза в целике, кг/дм^3 .

$$\gamma_u = \gamma \cdot K_p,$$

где K_p – коэффициент разрыхления, для промпродукта и отходов принимается от 1,3 до 1,6.

Погонная масса ковшовой цепи в подводной части элеватора

$$q'_o = q_o \cdot (1 - \gamma_e / \gamma_c), \text{ кг/м,} \quad (8.88)$$

где γ_c – плотность стали,

q_o – погонная масса ковшовой цепи, кг/м.

$$q'_o = 0,85 \cdot q_o, \text{ кг/м.} \quad (8.89)$$

Полагая, что уменьшение погонной массы транспортируемого продукта в надводной части элеватора происходит по линейному закону, а часть воды не дренирует и остается в ковше, приведенная погонная масса надводной части элеватора может быть определена по формуле

$$q_{np} = \frac{G + 0,5 \cdot (i_0 - v') \cdot (1 + \psi_e) \cdot \gamma_e}{a_0}, \text{ кг/м,} \quad (8.90)$$

где v' – объем твердого в ковше,

$$v' = G / \gamma_u, \text{ л,}$$

ψ_e – коэффициент, учитывающий часть воды, остающейся в ковшах (табл. 8.39).

Таблица 8.39.

Значение коэффициента ψ_e

Наименование продуктов обезвоживания	Значение коэффициента
Концентрат кл. 0,5 - 13мм	0,18 - 0,22
Промпродукт кл. 13 - 150мм	0,09 - 0,14
Промпродукт кл. 0,5 - 13мм	0,19 - 0,23
Отходы кл. 13 - 150мм	0,1 - 0,15
Отходы кл. 0,5 - 13мм	0,2 - 0,24

Большее значение ψ_6 концентрата и промпродукта следует принимать для углей меньшей степени метаморфизма. Большее значение ψ_6 для отходов необходимо принимать при наличии в них глинистых частиц.

Пример. Определить погонную массу транспортируемых отходов крупностью 0,5...10мм с насыпной плотностью $\gamma=1,5\text{кг/дм}^3$ в подводной части обезвоживающего элеватора Э06. Коэффициент заполнения ковшей $\psi=0,7$.

Решение.

$$G = i_0 \cdot \gamma \cdot \psi = 50 \cdot 1,5 \cdot 0,7 = 52,5 \text{ кг};$$

$$\gamma_u = \gamma \cdot K_p = 1,5 \cdot 1,5 = 2,25 \text{ кг/дм}^3;$$

$$q_n = \frac{G}{a_0} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_6}{\gamma_u}\right) = \frac{52,5}{0,8} \cdot \left(1 - \frac{1,2}{2,25}\right) = 31 \text{ кг/м}.$$

Пример. По условиям предыдущей задачи определить погонную массу транспортируемого продукта в надводной части обезвоживающего элеватора.

Решение.

$$v' = G / \gamma_u = 52,5 / 2,25 = 23,4 \text{ л};$$

$$q_{np} = \frac{G + 0,5 \cdot (i_0 - v') \cdot (1 + \psi_6) \cdot \gamma_6}{a_0} = \frac{52,5 + 0,5 \cdot (50 - 23,4) \cdot (1 + 0,2) \cdot 1,2}{a_0} = 89,5 \text{ кг/м}.$$

Определить погонную массу транспортируемых отходов крупностью 13...150мм в подводной и надводной частях обезвоживающего элеватора по следующим данным (табл.8.40).

Таблица 8.40.

Исходные данные

Расчетная производительность $Q_p, \text{т/ч}$	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
Насыпная плотность $\gamma, \text{кг/м}^3$	1,4	1,5	1,4	1,5	1,4	1,5	1,4	1,5	1,4	1,5	1,4	1,5
Коэффициент заполнения ковшей ψ	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,65	0,7	0,55	0,6	0,65	0,5	0,65

8.4.4. Определение сопротивления движению

Сопротивление на участке грузовой ветви элеватора

$$W_{gp} = g \cdot [l_n \cdot (q_n + q'_o) \cdot (w' \cdot \cos \beta + \sin \beta) + l_n \cdot (q_{np} + q'_o) \cdot (w' \cdot \cos \beta + \sin \beta)], \text{ Н}, \quad (8.91)$$

где $w'=0,6...0,7$ – коэффициент сопротивления движению.

Сопротивление на участке порожней ветви

$$W_{nop} = g \cdot [l_n \cdot q_o \cdot (w' \cdot \cos \beta - \sin \beta) + l_n \cdot q'_o \cdot (w' \cdot \cos \beta - \sin \beta)], \text{ Н}. \quad (8.92)$$

Дальнейший ход расчета аналогичен расчету транспортных элеваторов.

Тормозное усилие для выбора стопорного устройства определяется по формуле

$$W_m = 2 \cdot g \cdot (l_n \cdot q_n + l_n \cdot q_{np}) \cdot \sin \beta - W_0, \text{ Н}.$$

Характеристика обезвоживающих элеваторов

Наименование основных параметров	Типоразмеры					
	Э04	Э06	Э010	Э04С	Э06С	Э010С
Расчетная производительность Q_p , т/ч при скорости: $V=0,17$ м/с при скорости: $V=0,25$ м/с	17 25	34 50,5	86,5 127	27,5 40,5	55 81	173 254
Ширина ковша B , мм	400	650	1000	400	650	1000
Емкость ковша, i_0 , л	16	50	125	16	50	125
Шаг ковшей a_0 , мм	640	800	800	320	400	400
Шаг цепи t_y , мм	320	400	400	320	400	400
Погонная масса цепей с ковшами q , кг/м	86	122	143	188	222	300
Допустимая крупность транспортируемого материала a'_{max} , мм	100	150	150	100	150	150
Число граней приводных звездочек z	4	4	4	4	4	4
Максимальная длина элеватора L , м	30	30	25	30	30	25
Разрывное усилие 1-й цепи $S_{раз}$, Н	70000	123000	123000	170000	123000	123000

Пример. Выбрать и произвести расчет обезвоживающего элеватора с длиной подводной части 7м для окончательного обезвоживания отходов отсадочной машины крупностью 0,5...13мм с насыпной плотностью $\gamma=1,5$ т/м³. Требуемая производительность элеватора 75т/ч. Угол наклона элеватора 70°.

Решение. Погонная емкость

$$\frac{i_0}{a_0} = \frac{Q_p}{3,6 \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi'} = \frac{75}{3,6 \cdot 0,17 \cdot 1,5 \cdot 0,7} = 114 \text{ л/м.}$$

По табл. 8.41 принимаем элеватор Э06С со следующей характеристикой:

Погонная емкость $\frac{i_0}{a_0} = 125$ л/м.

Емкость ковша, $i_0=50$ л;
Ширина ковша, $B=650$ мм;
Шаг ковшей, $a_0=400$ мм;
шаг цепи, $t_y=400$ мм.

Погонная масса ковшовой цепи $q_0=188$ кг/м.

Расчетное значение коэффициента заполнения ковшей

$$\psi = \frac{Q_p \cdot a_0}{3,6 \cdot V \cdot \gamma \cdot i_0} = \frac{75 \cdot 0,4}{3,6 \cdot 0,17 \cdot 1,5 \cdot 50} = 0,65 .$$

Минимальная длина надводной части элеватора

$$l_n = V \cdot t = 0,17 \cdot 27 = 5 \text{ м.}$$

Длина элеватора

$$L = l_n + l_h = 5 + 7 = 12 \text{ м}$$

Масса продукта в ковше

$$G = i_o \cdot \gamma \cdot \psi = 50 \cdot 1,5 \cdot 0,65 = 48,75 \text{ кг.}$$

Погонная масса транспортируемого продукта в подводной части элеватора

$$q_n = \frac{G}{a_0} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_{\epsilon}}{\gamma_{\eta}}\right) = \frac{48,75}{0,4} \cdot \left(1 - \frac{1,2}{2,25}\right) = 57,3 \text{ кг/м.}$$

Погонная масса ковшовой ленты в подводной части

$$q'_o = 0,85 \cdot q_o = 0,85 \cdot 188 = 159,8 \text{ кг/м.}$$

Объем твердого в ковше

$$v' = G / \gamma_{\eta} = 48,75 / 1,5 \cdot 1,5 = 21,7 \text{ л.}$$

Приведенная погонная масса надводной части элеватора

$$q_{np} = \frac{G + 0,5 \cdot (i_o - v') \cdot (1 + \psi_{\epsilon}) \cdot \gamma_{\epsilon}}{a_0} =$$

$$= \frac{48,75 + 0,5 \cdot (50 - 21,7) \cdot (1 + 0,2) \cdot 1,2}{0,4} = 172,8 \text{ кг/м}$$

Соппротивление на участке грузовой ветви

$$W_{zp} = g \cdot [l_n \cdot (q_n + q'_o) \cdot (w' \cdot \cos \beta + \sin \beta) + l_n \cdot (q_{np} + q_o) \cdot (w' \cdot \cos \beta + \sin \beta)] =$$

$$= 9,81 \cdot [7 \cdot (57,8 + 159,8) \cdot (0,7 \cdot 0,342 + 0,94) + 5 \cdot (172,8 + 188) \cdot (0,7 \cdot 0,342 + 0,94)] = 38904 \text{ Н.}$$

Соппротивление на участке порожней ветви

$$W_{nop} = g \cdot (w' \cdot \cos \beta - \sin \beta) \cdot (l_n \cdot q'_o + l_n \cdot q_o) =$$

$$= 9,81 \cdot (0,7 \cdot 0,342 - 0,94) \cdot (7 \cdot 159,8 + 5 \cdot 188,5) = -14136 \text{ Н.}$$

Считаем, что 15% материала загружается в ковш зачерпыванием.

Погонная масса материала, загружаемая зачерпыванием

$$q' = \frac{Q_p \cdot P}{3,6 \cdot V \cdot 100} = \frac{75 \cdot 15}{3,6 \cdot 0,17 \cdot 100} = 18,38 \text{ кг/м.}$$

Соппротивление зачерпыванию

$$W_{зач} = K_{зач} \cdot q' = 20 \cdot 18,38 = 368 \text{ Н.}$$

Наименьшее натяжение цепи элеватора в точке 2. Принимаем натяжение в этой точке

$$S_2 = 5000 \text{ Н;}$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} + W_{зач} = 5000 + 0,1 \cdot 5000 + 368 = 5868 \text{ Н;}$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = 5868 + 38904 = 44772 \text{ Н.}$$

$$S_1 = S_2 - W_{1-2} = 5000 + 14136 = 19136 \text{ Н;}$$

Расчетная нагрузка на одну цепь $S_p = K_{\eta} \cdot S_{\max} = 0,7 \cdot 44772 = 31340 \text{ Н.}$

Запас прочности цепи

$$m = S_{раз} / S_p = 1230000 / 31340 = 39,2.$$

Окружное тяговое усилие на приводном блоке

$$W_o = S_4 - S_1 + 0,05 \cdot (S_4 + S_1) = 44772 - 19136 + 0,05 \cdot (44772 + 19136) = 28832 \text{ Н.}$$

Потребная мощность на валу приводного блока

$$N_0 = W_o \cdot V / 1000 = 28832 \cdot 0,17 / 1000 = 4,9 \text{ кВт,}$$

Потребная мощность двигателя

$$N_{дв} = K_{дв} \cdot \frac{W_o \cdot V}{1000 \cdot \eta} = 1,2 \cdot \frac{28832 \cdot 0,17}{1000 \cdot 0,9} = 6,52 \text{ кВт,}$$

Принимаем двигатель ВР 160S8

$$N_{дв} = 7,5 \text{ кВт, } n_{дв} = 750 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения приводного блока

$$n_{зв} = 60 \cdot V / z \cdot t = 60 \cdot 0,17 / 4 \cdot 0,4 = 6,37 \text{ мин}^{-1}.$$

Потребное передаточное число редуктора

$$U_p = n_{дв} / n_{зв} = 750 / 6,37 = 117,7.$$

Принимаем редуктор ЦТНД315

$$N_{\text{дв}} = 5,3 \text{ кВт}, n_{\text{дв}} = 750 \text{ мин}^{-1}, U_p = 125.$$

Тормозное усилие стопорного устройства

$$W_m = 2 \cdot g \cdot (l_n q_n + l_n q_{np}) \cdot \sin \beta - W_o = 2 \cdot 9,81 \cdot (7 \cdot 57,3 + 5 \cdot 172,8) - 0,94 \cdot 28832 = -5527 \text{ Н}.$$

Так как $W_m < 0$, то нет необходимости в установке стопорного устройства.

Выбрать и произвести расчет обезвоживающего элеватора. Исходные данные в табл.8.42.

Таблица 8.42.

№ п/п	Расчетная производительность Q_p , т/ч	Длина подводной части элеватора l_n , м	Угол наклона, град	Насыпная плотность материала γ , кг/м ³	Максимальная крупность материала $a'_{\text{макс}}$, мм
1	20	5	70	1,6	50
2	30	5,5	65	1,5	60
3	40	6,5	68	1,4	50
4	50	6,5	70	1,3	60
5	60	5,0	65	1,6	70
6	70	5,0	68	1,6	80
7	80	5,5	70	1,5	90
8	90	6,5	65	1,5	120
9	100	6,5	68	1,4	110
10	75	5,2	70	1,4	120
11	65	5,7	65	1,3	100
12	55	5,4	68	1,3	100
13	45	5,0	70	1,4	90
14	35	6,0	65	1,4	90
15	25	5,5	68	1,4	80
16	95	6,0	70	1,5	140
17	85	6,5	65	1,5	140
18	40	6,4	65	1,5	90
19	30	6,0	70	1,3	80
20	50	6,0	68	1,5	80
21	60	6,0	70	1,4	100
22	70	6,0	65	1,4	100
23	80	6,0	65	1,4	110
24	90	6,5	70	1,4	130
25	100	6,0	65	1,3	120

9. ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ, ТРЕБОВАНИЯ И МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОДЗЕМНОГО ТРАНСПОРТА

9.1. Цель и задачи проектирования

Основной целью проектирования подземного транспорта является разработка экономичной транспортной системы с концентрированным основным и вспомогательным грузопотоками, с минимальным числом ступеней в схемах транспорта и применением современных транспортных средств. Эта цель может быть достигнута при решении следующих задач:

- расширение области применения конвейерного транспорта при минимальном количестве перегрузочных узлов;
- применение на основных горизонтах при транспорте тяжелых типов рельс, большегрузных вагонеток и тяжелых локомотивов;
- применение на стыках транспортных звеньев аккумулирующих (усредняющих) бункеров и средств механизации погрузочно-разгрузочных и маневровых работ;
- применение современных средств вспомогательного транспорта (монорельсовых, моноканатных и напочвенных дорог; рудничных дизельных локомотивов; грузолюдских самоходных машин с дизельным приводом);
- создание перегрузочных станций для перегрузки контейнеров и пакетов;
- автоматизация управления и контроля за основными транспортными процессами.

9.2. Методы проектирования

Выбор и обоснование транспортных средств угольных шахт производят различными методами.

Аналитический метод расчета транспортных средств наиболее распространен. Он осуществляется с использованием теории транспортных машин с учетом горнотехнических и производственных условий. Этот метод расчета прост и понятен, но громоздок и требует затраты большого времени и труда.

При эксплуатации оборудования подземного транспорта часто возникают вопросы, требующие немедленных обоснований и расчетов. Наиболее целесообразным в этих условиях является графический метод выбора и обоснования транспортных средств. Этот метод расчета является приближенным, он получил распространение лишь при расчетах основных видов транспорта, обеспечивающих перемещение грузов только на одном звене транспортной цепи.

Метод выбора и обоснования транспортных средств на ЭВМ позволяет учесть множество факторов, оказывающих влияние на эффективную работу транспортных средств, экономит время и обеспечивает достоверность выбора целесообразных для конкретных условий транспортных машин. Этот метод особенно эффективен при большом числе вариантов.

9.3. Технология проектирования подземного транспорта

9.3.1. Подготовка и анализ исходных данных

Проектирование подземного транспорта ведут на основе материалов, полученных от горного отдела (схема вскрытия; система разработки и способ подготовки; система горных выработок, по которым осуществляется перемещение грузов; наличие аккумулирующих и усредняющих бункеров; длина транспортирования; угол наклона выработки; типы выемочных и проходческих машин; режим работы шахты и другие сведения). Наличие этих

данных позволяет произвести расчеты грузопотоков на всех звеньях транспортной цепи, выбрать и обосновать необходимость и вместимость аккумулирующих бункеров, принять транспортные средства для перевозки всех грузов, перемещаемых в шахте. Принципиальная схема подхода к выбору и обоснованию транспортных средств для заданных горнотехнических и производственных условий приведена на рис.9.1.



Рис.9.1. Принципиальная схема требований для выбора транспортных машин

Исходные данные для проектирования подземного транспорта включают в себя суточную производительность шахты, размеры шахтного поля по простиранию и по падению, мощность угольного пласта, длину лавы, механизацию в очистных и подготовительных забоях.

На основании этих данных оценивают запасы шахтного поля, уясняют схему вскрытия, расположение и число стволов, способ подготовки и расположение откаточных и вентиляционных выработок, порядок отработки пластов, столбов, панелей, блоков и ярусов. Уясняют также систему разработки и систему транспортных выработок, размеры предохранительных целиков, режим работы шахты, продолжительность рабочей недели и смен. Устанавливают основные источники поступления грузов (угля, горной массы, породы) и количественные характеристики грузопотоков.

По нормативам нагрузки на очистные забои действующих угольных шахт при различных горно-геологических условиях и средствах механизации выемки определяют минимальную суточную нагрузку на очистной забой и количество доставляемых в очистной забой материалов и оборудования /6/.

Основными факторами, определяющими объем и виды перевозок материалов и оборудования к подготовительным забоям, являются: сечение выработки, скорость ее проведения, протяженность поддерживаемых выработок, принятая технология и горно-геологические условия их проведения /6/.

Среднюю потребность материалов для ремонта выработок определяют с учетом конкретных условий проведения подготовительных выработок.

Общий объем перевозок людей по шахте определяется технологией и организацией горных работ и представляет собой сумму отдельных пассажиропотоков по маршрутам.

Формирование маршрутов определяется схемой транспортных выработок, характеристикой применяемых транспортных средств, а также организационными факторами.

Объем пассажирских перевозок устанавливают отдельно для каждого маршрута. Пассажиропоток определяется по фактической расстановке трудящихся по местам работ в соответствии с действующими нормами численности /3/. Для расчета перевозок людей пассажиропоток принимают по наиболее загруженной смене.

9.3.2. Аналитический выбор и обоснование транспортных средств

Их выполняют по отдельным звеньям транспортной цепи, начиная от лавы (проходческого забоя).

Транспорт в очистном забое выбирают с учетом технологии работ (отбойными молотками, буровзрывным способом, стругом, комбайном), типа выемочного механизма, мощности m и крепости f пласта, угла наклона β выработки и других факторов.

При угле наклона, когда $\operatorname{tg}\beta$ больше коэффициента трения f_k , может быть принят самотечный способ транспорта. В этом случае определяют конечную скорость движения груза

$$V_k = \sqrt{V_n^2 + 2 \cdot g \cdot L \cdot (\sin \beta - f_k \cdot \cos \beta)},$$

где V_n – начальная скорость движения, м/с;

L – длина транспортировки, м;

f_k – коэффициент трения (табл. 1.1).

Если $V_k > 2,5$ м/с, то в зависимости от горно-геологических, горнотехнических и производственных условий принимают меры по ее ограничению.

При углах наклона, когда $\operatorname{tg}\beta < f_k$, в соответствии с принятым выемочным комплексом и другими факторами транспортировку груза в очистном забое осуществляют скребковыми конвейерами. Выбор типа конвейера производят так, чтобы его техническая производительность Q_t была больше производительности выемочных средств.

При комбайновой выемке производительность

$$Q_t = 60 \cdot m \cdot r \cdot V_n \cdot \gamma_u \cdot \psi_o,$$

где m – мощность пласта, м;

r – глубина захвата комбайна, м;

V_n – скорость подачи, м/мин;

$\gamma_u = 1,3 - 1,36$ – плотность угля в целике, т/м³;

$\psi_o = 0,96 \dots 0,97$ – коэффициент извлечения.

Для того, чтобы в условиях очистного забоя определить мощность и необходимое число приводов конвейера, находят сопротивления движению цепи на грузовой W_{zp} и порожней W_{nop} ветвях:

$$W_{zp} = [(q \cdot w_{zp} + q_u \cdot w_u) \cdot \cos \beta \pm (q + q_u) \cdot \sin \beta] \cdot g \cdot L;$$

$$W_{nop} = q_u \cdot (w_{cp} \cdot \cos \beta \pm \sin \beta) \cdot g \cdot L;$$

где $q = Q_T / 3,6 \cdot V$ – масса груза на 1 м длины конвейера при скорости движения цепи V , кг/м;

w_{cp} – коэффициент сопротивления движению груза по желобу;

q_u – масса одного метра цепи со скребками, кг/м;

$w_u = 0,25..0,35$ – коэффициент сопротивления движению цепи по желобу.

Общее сопротивление движению (тяговое усилие конвейера)

$$W_o = (W_{cp} + W_{nop}) \cdot \xi,$$

где $\xi = 1,1..1,2$ – коэффициент, учитывающий сопротивление на концевых блоках.

Мощность двигателя

$$N = W_o \cdot V \cdot K_m / 1000 \cdot \eta,$$

где $K_m = 1,1..1,2$ – коэффициент резерва мощности;

$\eta = 0,8..0,85$ – КПД передачи.

Потребное число приводов

$$n_n = N / N_{об},$$

где $N_{об}$ – мощность одного двигателя принятого типа скребкового конвейера, кВт.

Транспорт по участковым и магистральным выработкам выбирают исходя из горнотехнических и производственных условий: сменного $A_{см}$ или часового $Q_{час}$ грузопотока, длины транспортирования L , угла наклона выработки β , максимального размера куска транспортируемого материала a'_{max} и типа выработок, по которым перемещают грузы.

В качестве основного вида транспорта по горизонтальным и наклонным выработкам принимают транспорт ленточными конвейерами.

При этом стремятся к:

- малой разветвленности и минимально возможной протяженности конвейерных линий;
- минимальному количеству перегрузок с конвейера на конвейер за счет увеличения длины прямолинейных участков горных выработок и установки в них конвейеров с максимально допустимой длиной (по возможности следует установить один конвейер на всю длину выработки);
- концентрации грузопотоков на наклонных и главных горизонтальных выработках с целью применения мощных высокопроизводительных конвейеров унифицированного ряда, имеющих большую длину;
- учету перспективы роста нагрузки с целью сокращения капитальных затрат, сроков и трудоемкости переоборудования конвейерных линий в процессе эксплуатации шахт;
- широкому применению промежуточных аккумулирующих бункеров, особенно в местах сопряжения участкового и магистрального транспорта, с целью повышения надежности работы конвейерных линий.

С учетом этих требований ленточный конвейер должен обеспечить прием на несущий орган максимальный минутный грузопоток без просыпания угля на почву, нормальный режим работы привода и ленты конвейера в период транспортирования.

Основными техническими параметрами, по которым выбирают конвейеры для конкретных горнотехнических условий, являются минутная приемная способность v , м³/мин и техническая производительность конвейера, Q_T , т/ч:

$$v \cdot \gamma \geq U_{max\Sigma} \text{ а } Q_T \geq Q_{max},$$

где $U_{max\Sigma}$ – максимальный минутный грузопоток, поступающий на конвейер, т/мин;

γ – плотность транспортируемого материала, т/м³;

Q_{max} – максимальное количество груза, которое необходимо транспортировать в единицу времени, т/ч.

Расчетная производительность (максимальный грузопоток):

$$Q_{max} = 60 \cdot U_{max\Sigma},$$

или

$$Q_{\max} = A_{\text{см}} \cdot K_n / T,$$

где $K_n = 1,5 \dots 2$ – коэффициент неравномерности поступления груза на конвейер;

$A_{\text{см}}$ – сменный грузопоток, т/смену;

T – чистое время работы конвейера в смену, ч.

При определении значений максимальных минутных грузопотоков, поступающих на конвейеры, учитывают места формирования первичных грузопотоков, наличие бункеров и их технологическое назначение, величины первичных и преобразованных грузопотоков.

Схема загрузки конвейера и аналитическая зависимость для определения максимального минутного грузопотока на конвейер приведена в табл.9.1.

Таблица 9.1.

Максимальный минутный грузопоток на конвейер

Источники поступления грузопотоков	Схема поступления грузопотоков на конвейер	Аналитическая зависимость определения максимального минутного грузопотока конвейера, т/мин
От нескольких очистных и подготовительных забоев и бункеров (общий случай)		$U'_{(\max)} = U'_{(\max)\Sigma} + K_p \sum_1^n U_1 + \sum_1^n U''_6$

В табл.9.1. приняты следующие обозначения:

$U'_{(\max)}$ – определяемый минутный грузопоток на конвейере, т/мин;

$U'_{(\max)}, U''_{(\max)}$ – максимальные минутные грузопотоки, поступающие на конвейер от одного очистного забоя, т/мин;

$U'_{(\max)\Sigma}$ – максимальный суммарный минутный грузопоток, поступающий на конвейер от двух и более очистных забоев (вероятностная сумма), т/мин;

U', U'' – средние минутные грузопотоки, поступающие на конвейер от одного подготовительного забоя, т/мин;

ΣU – арифметическая сумма средних минутных грузопотоков, поступающих на конвейер от двух и более подготовительных забоев, т/мин;

K_p – расчетный коэффициент, учитывающий число подготовительных забоев;

U'_6, U''_6 – производительности разгрузки отдельных бункеров, т/мин;

ΣU_6 – арифметическая сумма производительностей разгрузки бункеров, т/мин.

Определение эксплуатационной нагрузки, создаваемой неравномерными грузопотоками, зарождающимися в очистных забоях и не подвергающимся преобразованию в промежуточных бункерах или средствах рельсового транспорта (безбункерный транспорт), производят с учетом фактической или расчетной неравномерности грузопотока за время прохождения груза по всей длине рассчитываемого конвейера (табл. 9.2.).

Таблица 9.2.

Эксплуатационная нагрузка на конвейере

Источники поступления грузопотоков	Схема поступления грузопотоков на конвейер	Аналитическая зависимость определения эксплуатационной нагрузки на конвейер,
От нескольких очистных и подготовительных забоев и бункеров		$Q_{э(прив)} = \frac{\sum_1^n Q_{эi} \cdot l_i}{L_k},$ <p>где</p> $Q_{э1} = 60U'_{1(n)} \cdot k_{t(l1)};$ $Q_{э2} = 60(U'_{1(n)} \cdot k_{t(l2)} + U'_6);$ $Q_{э3} = 60(U'_{1(n)} \cdot k_{t(l3)} + U'_6 + U'_1);$ $Q_{э4} = 60(\sum_1^n U'_{1(n)} \cdot k_{t(l4)} + U'_6 + U'_1);$ $Q_{э5} = 60(\sum_1^n U'_{1(n)} \cdot k_{t(l5)} + \sum_1^n U'_6 + K_p \sum_1^n U_1);$ $Q_{эn} = 60(\sum_1^n U'_{1(n)} \cdot k_{t(ln)} + \sum_1^n U'_6 + K_p \sum_1^n U_1).$

В приведенной табл. 9.2. аналитические зависимости имеют следующие обозначения:

- $U'_{1(n)}$ – средний минутный грузопоток от одного очистного забоя за машинное время работы комбайна, т/мин;
- $\Sigma U'_{1(n)}$ – арифметическая сумма средних минутных грузопотоков от всех очистных забоев, т/мин;
- $k_t(l_n)$ – расчетный коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность грузопотока за время прохождения груза по длине конвейера;
- U'_6 – средний минутный грузопоток от одного подготовительного забоя, т/мин;
- $\Sigma U'_6$ – арифметическая сумма средних минутных грузопотоков от всех подготовительных забоев, подающих груз на рассчитываемый конвейер, т/мин;
- K_p – расчетный коэффициент, учитывающий количество подготовительных забоев;
- U'_6 – производительность разгрузочного устройства одного бункера, т/мин;
- $\Sigma U'_6$ – арифметическая сумма производительностей разгрузочных устройств всех бункеров, из которых груз поступает на рассчитываемый конвейер, т/мин;

L_k – полная длина конвейера, м;
 l_1, l_2, \dots, l_n – длины отрезков конвейера, на которых действуют соответствующие долевые значения эксплуатационных нагрузок, м;
 $Q_{э1}, Q_{э2}, \dots, Q_{эn}$ – долевые значения эксплуатационных нагрузок, создаваемые на соответствующих отрезках конвейера, т/ч.

При выборе типа ленточного конвейера учитывают не только Q_{max} , но и угол наклона выработки β , длину транспортировки L , направление перемещения груза (уклон или бремсберг).

При транспортировке крупнокусового материала ширина ленты B принятого типа конвейера по крупности перемещаемого груза должна быть $B \geq 2 \cdot a'_{max} + 200$.

Транспорт полезного ископаемого от очистного забоя осуществляют телескопическим конвейером типа ЛТ или ЛТП, которые позволяют быстро и не трудоемко изменять длину его вслед за перемещением лавы. В узле сопряжения лавы с конвейерной выработкой возможно также применение передвижного перегружателя, осуществляющего погрузку угля непосредственно на ленточный конвейер типа Л.

Перегружатель выбирают с производительностью, большей производительности скребкового конвейера лавы.

В связи с большой протяженностью магистральных выработок для транспортировки грузов последовательно устанавливают несколько конвейеров. Для передачи груза с одного конвейера на другой устраивают перегрузочные пункты, а в отдельных случаях – бункеры. В узле сопряжения горизонтальной выработки с наклонной, как правило, оборудуют аккумуляющую емкость в виде горного бункера. Бункер обеспечивает бесперебойную работу очистного забоя в период кратковременных перерывов в работе конвейерной линии в наклонной выработке. Он также позволяет более эффективно использовать конвейеры, установленные на уклонах (бремсбергах).

Вместимость горного бункера принимают в зависимости от величины грузопотока, горнотехнических и производственных условий /6/.

Для того, чтобы найти число конвейеров в конвейерной линии, определяют сопротивление движению ленты на грузовой $W_{гр}$ и порожней $W_{пор}$ ветвях:

$$W_{гр} = \{[(q + q_l) \cdot \cos \beta + q'_p] \cdot w' \pm (q + q_l) \cdot \sin \beta\} \cdot g \cdot L;$$

$$W_{пор} = [(q_l \cdot \cos \beta + q''_p) \cdot w' \pm q_l \cdot \sin \beta] \cdot g \cdot L.$$

где $q = Q_{max} / 3,6 \cdot V$ – масса груза на одном метре длины конвейера, кг/м;

q_l – масса одного метра длины ленты, кг/м. Для резинотросовой ленты $q_l = m_l \cdot B$ ($m_l = 28 \dots 43$ масса одного квадратного метра ленты, кг/м²), а прокладочных лент $q_l = B \cdot (\delta \cdot i + \delta' + \delta'') \cdot \gamma_l$. Здесь $\delta = 1,15 \dots 1,9$ толщина прокладки, мм; $i = 3 \dots 8$ – число прокладок; $\delta' = 3 \dots 6$ – толщина верхней; $\delta'' = 1,0 \dots 1,5$ – нижней обкладок, мм; $\gamma_l = 1,0 \dots 1,1$ – плотность ленты, кг/дм³;

$q'_p = m'_p / l'$ – масса вращающихся частей роlikоопор на грузовой ветви, приходящихся на 1 м длины конвейера, кг/м;

m'_p – масса вращающихся частей одной роlikоопоры на грузовой ветви, кг.

$l' = 1,2 \dots 1,4$ – расстояние между роlikоопорами на грузовой ветви, м;

$q''_p = m''_p / l''$ – масса вращающихся частей роlikоопор на порожней ветви, приходящаяся на 1 м длины конвейера, кг/м;

m''_p – масса вращающихся частей одной роlikоопоры на порожней ветви, кг;

$l'' = 2,4 \dots 2,8$ – расстояние между роlikоопорами на порожней ветви, м;

w' – коэффициент сопротивления движению.

Общее сопротивление движению (тяговое усилие)

$$W_0 = (W_{гр} + W_{пор}) \cdot \xi,$$

где $\xi = 1,1 \dots 1,15$ – коэффициент, учитывающий сопротивление на концевых блоках.

В зависимости от места установки, количества груза на ленте и условий эксплуатации W_0 может быть больше или меньше 0.

При $W_0 > 0$ двигатель конвейера работает в тяговом режиме, а при $W_0 < 0$ – тормозном.

Для определения натяжения в характерных точках транспортной установки используют метод обхода контура по точкам. Контур конвейера разбивают на участки (прямолинейные и криволинейные), точки сопряжения которых нумеруют, начиная с точки сбегающей ленты с приводного барабана (рис.9.2).

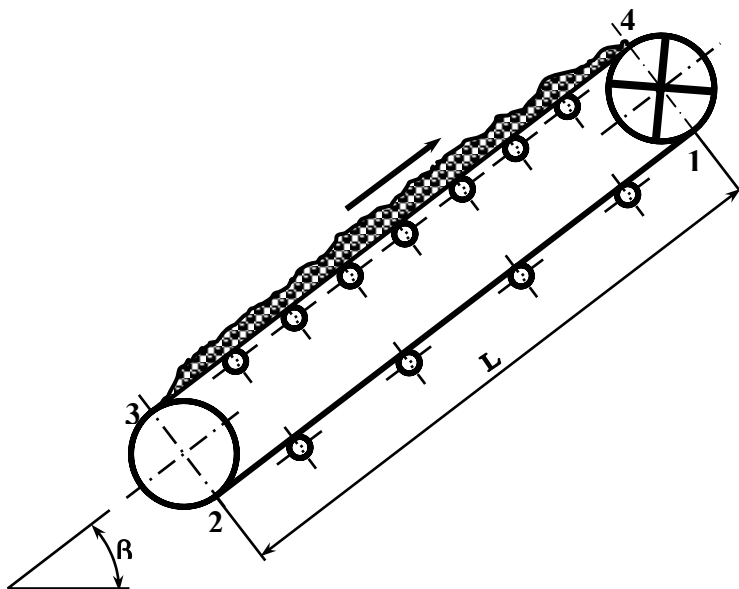


Рис. 9.2. Расчетная схема ленточного конвейера

Обход контура начинают от точки сбегающей ленты с приводного барабана.

Натяжение сбегающей ветви с приводного барабана по условиям отсутствия пробуксовки и передачи окружного усилия силой трения

$$S_{сб}^{\min} = \frac{W_0 \cdot K_m}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad \text{для}$$

двигательного режима и

$$S_{сб}^{\min} = \frac{K_m \cdot |W_0| \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad \text{для}$$

генераторного режима,

где $K_m = 1, 3 \dots 1, 4$ – коэффициент запаса сил трения на барабане;

$e^{\mu\alpha}$ – тяговый фактор

привода (табл.2.19);

μ – коэффициент сцепления ленты с барабаном;

e – основание натурального логарифма;

α – угол обхвата барабана лентой.

Приняв натяжение в точке 1 $S_1 = S_{сб}^{\min}$, натяжение в точке 2

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + W_{нор.}$$

Натяжение в точке 3

$$S_3 = S_2 + W_{2-3},$$

где W_{2-3} – величина сопротивления движению ленты на концевом барабане, Н.

Обычно для упрощения расчетов принимают

$$S_3 = S_2 \cdot \xi,$$

где $\xi = 1,05 \dots 1,1$ – коэффициент, учитывающий сопротивление на блоках.

Минимальное натяжение ленты по условию провеса ленты между роlikоопорами на грузной ветви:

$$S_{зр}^{\min} = (5 \dots 10) \cdot (q + q_{л}) \cdot g \cdot l'_p;$$

или

$$S_{зр}^{\min} = (3000 \dots 4000) \cdot B.$$

S_3 должно быть равно или больше $S_{зр}^{\min}$. Если $S_3 < S_{зр}^{\min}$ – с помощью натяжного устройства увеличивают натяжение ленты в точке 3.

Натяжение в точке 4.

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_3 + W_{зр.}$$

Допустимая прочность ленты конвейера

$$S_{дон} = S_{раз} / m,$$

где $S_{раз}$ – разрывное усилие ленты, Н;
 $m = 8...9$ – коэффициент запаса прочности.

Наибольшее натяжение ленты $S_{нб}^{max}$ не должно быть больше $S_{дон}$.

В том случае, когда $S_{нб}^{max} > S_{дон}$, необходимо принимать более прочную ленту или устанавливать в выработке несколько конвейеров. Число конвейеров определяют также по мощности N двигателей.

При работе двигателя конвейера в тяговом режиме

$$N = W_0 \cdot V \cdot K_M / 1000 \cdot \eta,$$

а в тормозном

$$N = /W_0 / \cdot V' \cdot \eta \cdot K_M / 1000,$$

где $K_M = 1,1...1,2$ – коэффициент резерва мощности;
 $V' = 1,03 \cdot V$ – скорость движения ленты при работе двигателя в генераторном (тормозном) режиме, м/с;
 $\eta = 0,8...0,85$ – КПД передачи.

Число конвейеров

$$N_K = N / N_{дв},$$

где $N_{дв}$ – суммарная мощность двигателей, которая может быть установлена на принятом конвейере, кВт.

Для вновь проектируемых шахт, при вскрытии новых горизонтов и в период реконструкции шахт транспортировку грузов по магистральным горизонтальным выработкам для определенных горно-геологических и горнотехнических условий осуществляют локомотивным транспортом.

В этих условиях перевозку основных грузов осуществляют тяжелыми электровозами и большегрузными вагонетками с разгрузкой через дно или секционными поездами с донной разгрузкой. Для перевозки составов укладывают тяжелые типы рельс (не менее Р33) на железобетонных шпалах. В качестве балластного слоя применяют твердые каменные породы (щебень или гравий). Вес груженого состава по условию сцепления колес локомотива с рельсами при трогании с места

$$Q_{зп} = \frac{1000 \cdot P_{сц} \cdot \psi}{w'_{зп} - w_i + 110 \cdot j_n} - P ;$$

а порожнего состава при пуске на максимальном подъеме

$$Q_{нор} = \frac{1000 \cdot P_{сц} \cdot \psi}{w'_{нор} + w_i^{max} + 110 \cdot j_n} - P ,$$

где $P_{сц}$ – сцепной вес электровоза, кН;
 $\psi = 0,07-0,24$ – коэффициент сцепления колес электровоза с рельсами;
 $w_{зп} = 6...9$ – удельное сопротивление движению груженой вагонетки, Н/кН;
 $w_{нор} = 7...10$ – удельное сопротивление движению порожней вагонетки, Н/кН.

При трогании на засоренных участках пути удельное сопротивление увеличивают в полтора раза, т.е.

$$w'_{зп} = 1,5 \cdot w_{зп}, \text{ а } w'_{нор} = 1,5 \cdot w_{нор},$$

$w_i = 2$ – удельное сопротивление от минимального уклона рельсового пути, Н/кН;

$j_n = 0,03...0,05$ – пусковое ускорение, м/с²;

P – вес локомотива, кН.

Вес груженого состава по условиям торможения

$$Q_m = \frac{1000 \cdot P_m \cdot \psi}{-w_{зп} + w_i^{max} + 110 \cdot j_m} - P ,$$

где P_m – тормозной вес электровоза, равный для шахтных локомотивов $P_m = P_{сц} = P$, кН;

j_m – тормозное замедление, m/c^2 , $j_m = V^2 / 2 \cdot l_m$;

где V – скорость локомотива в момент начала торможения, принимаемая равной конструктивной V_k , км/ч или $V = V_k / 3,6$;

$l_m = 40$ – допустимый по правилам ПБ путь торможения, м.

Число вагонеток (секций) груженого и порожнего составов

$$Z_{зр} = Q_{зр} / (G + G_o); \quad Z_{нор} = Q_{нор} / G_o,$$

где G и G_o – соответственно вес груза и вес порожней секции (вагонетки), кН.

Полученное число секций (вагонеток) в груженом и порожнем составах округляют до меньшего целого и из них выбирают меньшее.

Вес составов при принятом числе секций (вагонеток)

$$Q_{зр} = Z \cdot (G + G_o); \quad Q_{нор} = 1,1 \cdot Z \cdot G_o.$$

Условие, обеспечивающее нормальную (в тепловом режиме) работу тяговых двигателей $I_{эф} \leq I_{дл}$.

Здесь $I_{эф}$, $I_{дл}$ соответственно длительная и эффективная сила тока, А

$$I_{эф} = K_o \cdot \sqrt{(I_{зр}^2 t_{зр} + I_{нор}^2 t_{нор})} / T_p,$$

где $K_o = 1,1 \dots 1,25$ – коэффициент, учитывающий дополнительный нагрев двигателей при выполнении маневров;

$I_{зр}$, $I_{нор}$ – сила тока двигателей при перемещении состава с грузом и с порожняком, А;

$t_{зр}$, $t_{нор}$ – время движения состава с грузом и с порожняком, мин;

T_p – время рейса, мин.

Величины $I_{зр}$ и $I_{нор}$, $V_{зр}$ и $V_{нор}$ определяют по электромеханическим характеристикам рудничных электровозов [6], для чего определяют силы тяги, развиваемые двигателями электровоза при движении состава с грузом и порожняком

$$F_{зр} = (P + Q_{зр}) \cdot (w_{зр} + w_i);$$

$$F_{нор} = (P + Q_{нор}) \cdot (w_{нор} + w_i).$$

Сила тяги, приходящаяся на один двигатель

$$F'_{зр} = F_{зр} / n; \quad F'_{нор} = F_{нор} / n,$$

где n – число двигателей электровоза.

Время движения с грузом

$$t_{зр} = 60 \cdot L / 0,8 \cdot V_{зр};$$

с порожним составом

$$t_{нор} = 60 \cdot L / 0,8 \cdot V_{нор},$$

где L – длина транспортировки, км.

Полное время рейса

$$T_p = t_{зр} + t_{нор} + t_m,$$

где $t_m = 10 \dots 20$ мин – время маневров на один рейс.

Число возможных рейсов одного электровоза за смену

$$r_s = 60 \cdot T_0 / T_p,$$

где $T_0 = 5 \dots 5,5$ – чистое время работы в смену, ч.

Округляем возможное число рейсов до меньшего целого числа.

Число потребных рейсов для вывозки угля и перевозки людей

$$r_n = \frac{A_{см} \cdot K_n}{Z \cdot M} + r_l,$$

где $A_{см}$ – сменная добыча, т/смену;

$K_n = 1,5 \dots 2$ – коэффициент неравномерности выдачи груза;

M – масса груза в одной секции (вагонетке), т;

r_n – необходимое число рейсов для перевозки людей.

Округляем до ближайшего целого большего числа.

Число рабочих электровозов

$$N_p = r_n / r_e.$$

По нормативам принимают резервные электровозы $N_{рез} / 2$.

Транспорт по главным вентиляционным штрекам чаще всего осуществляют при помощи аккумуляторных электровозов типа АРВ.

Транспорт на погрузочных и обменных пунктах принимают в зависимости от их срока службы, схемы путевого развития, наличия и величины аккумулирующей емкости.

Длина порожняковой и грузовой ветвей при наличии бункера, имеющего вместимость больше нормативной, должны обеспечивать размещение не менее чем 1,2 порожнего и 1,2 груженого состава.

Принятое путевое развитие у погрузочных пунктов должно обеспечивать:

- прибытие и отправление груженых и порожних составов с электровозом в голове;
- минимальные затраты времени на погрузку и обмен составов;
- наличие обгонной ветви для исключения проезда локомотивов под погрузочными люками.

В зоне погрузки рельсовый путь устанавливают горизонтальным либо с наклоном в сторону околоствольного двора.

Независимо от технологической схемы погрузочного пункта при разгрузке состава механизмируют:

- выпуск угля из бункера;
- направление угля в вагонетку;
- перемещение вагонеток в процессе загрузки;
- обмен груженых составов на порожние.

Средствами механизации погрузочных пунктов являются: для перемещения при загрузке вагонеток – толкатели, а для обмена составов – электровозы.

Выпуск угля из бункера производят при помощи питателя. Для механизации работ во время погрузки применяют автоматизированные погрузочные комплексы.

Место погрузки угля в откаточные сосуды оборудуют пылеподавляющими устройствами. Маневровые работы по обмену составов на погрузочных пунктах производят магистральными локомотивами.

Пропускная способность погрузочного пункта

$$U_{n.n.} = \frac{60 \cdot M}{60 \cdot M / U_{gp} + L_n / V + t_{o.c.}},$$

где M – масса груза в вагонетке, т;

U_{gp} – минутный грузопоток, поступающий в вагонетки, т/мин;

L_n – расстояние, на которое перемещается состав при обмене вагонеток, м;

V – скорость перемещения вагонетки, м/с;

$t_{o.c.}$ – время обмена состава, с.

Выбор технологической схемы околоствольного двора производят с учетом:

- взаимного расположения стволов и генерального плана поверхности;
- вида транспорта угля, породы, материалов и оборудования;
- типа подвижного состава;
- количества направлений подхода груза (односторонний, двухсторонний) в околоствольный двор;
- предполагаемой ориентировки ветвей околоствольного двора (параллельной, перпендикулярной, диагональной) по отношению к главной откаточной выработке;
- намечаемого характера движения груженых и порожних вагонеток.

В соответствии с принятой техникой и технологией транспортировки грузов по магистральным выработкам выбирают технологическую схему околоствольного двора /6/.

В околоствольных дворах с поточной локомотивной откаткой разгрузочные ямы у скипового подъема оборудуют устройствами для открывания и закрывания днищ секционных поездов и вагонеток с донной разгрузкой, в которых транспортируют породу и уголь.

Электровоз, прибывший с груженым составом в околоствольный двор, на замедленном ходу разгружает состав над разгрузочными ямами. Устройство для открытия и закрытия днищ состава на ямах оборудуют дистанционно управляемыми приводами, что позволяет оператору производить избирательно разгрузку поезда.

Пропускная способность разгрузочного пункта при эксплуатации вагонеток с разгрузкой через дно (секционных поездов)

$$A_{\text{сум}} = \frac{60 \cdot M_c \cdot K_n}{t_{\text{раз}} \cdot K_n} \cdot t_{\text{отк}},$$

где M_c – масса груза в составе, т;

K_n – коэффициент, учитывающий выход угля в смешанных составах

$$K_n = \frac{M_y}{M_y + M_n} \cdot (0,8 \dots 0,9),$$

M_y, M_n – соответственно масса угля и породы, выдаваемая через разгрузочную яму за сутки, т;

$K_n = 1,2 \dots 2$ – коэффициент неравномерности работы откатки;

$t_{\text{отк}}$ – продолжительность работы откатки за сутки, ч;

$t_{\text{раз}}$ – продолжительность разгрузки состава, мин.

Пропускная способность околоствольного двора из условий обеспечения принятой технологии откатки

$$A_{\text{сум}} = \frac{60 \cdot m_c \cdot K_n}{\tau \cdot K_n} \cdot t_{\text{отк}},$$

где $t_{\text{отк}}$ – продолжительность откатки в сутки, ч;

τ – расчетный такт работы околоствольного двора, мин.

Для обмена вагонетки в клетях используют агрегаты АПГ, АЦ, АЦМ и др.

При разработке пластов, когда угол наклона β больше 18° , транспортировку всех грузов по наклонным выработкам осуществляют, как правило, канатным транспортом.

Для вновь проектируемых установок выбор подъемной машины, электродвигателя и каната для одноконцевого канатного подъема производят по заданным объемам сменных (суточных) перевозок, горнотехническим условиям (угол наклона, длина откатки) и типу сосудов, работающих в наклонных выработках.

Производительность одноконцевой откатки

$$Q_p = 3,6MZ / T_p,$$

где M – масса груза в вагонетке, кг;

Z – число вагонеток в составе;

T_p – продолжительность рейса в соответствии со схемой откатки, с.

Так, при схеме откатки с наклонными заездами (рис 4.1).

$$T_p = 2 \cdot L / V_{cp} + 4 \cdot Z \cdot l_e \cdot c / V_{cp} + 2 \cdot (l_1 + l_2) \cdot c / V_{cp} + t_n,$$

где L – расстояние между горизонтами, м;

$V_{cp} = (0,8 \dots 0,9) \cdot V$ – средняя скорость движения вагонеток, м/с, здесь V – допустимая максимальная скорость движения по наклонным выработкам, м/с;

l_e – длина вагонетки с растянутыми сцепками, м;

$c = 1,5 \dots 2$ – коэффициент, учитывающий уменьшение скорости при движении вагонетки по заездам и на участке переподъема;

$l_1+l_2 = 30...50$ – суммарная длина заездов, м;

$t_n = 60...120$ – время пауз на отцепку канатов и перемену хода на участке переподъема, с.

При наличии на наклонной выработке горизонтальных заездов

$$T_p = 2 \cdot L / V_{cp} + t_n.$$

Допустимое число вагонеток в составе по прочности сцепки

$$Z = F_{сш} / (G+G_o) \cdot (w' \cdot \cos \beta_{max} + \sin \beta_{max}),$$

где $F_{сш}=30000:60000$ – допускаемое натяжение сцепки, Н;

$w'=0,007...0,012$ – коэффициент сопротивления движению вагонетки;

β_{max} – максимальный угол наклона выработки, град.

Полученное значение Z округляют до меньшего целого числа.

По условиям эксплуатации при грузовых подъемах принимают $Z \leq 10$.

Масса одного метра каната

$$q_k = Z \cdot (G+G_o) \cdot (w' \cdot \cos \beta_{max} + \sin \beta_{max}) / [(k_z/m \cdot \gamma_o) - L_p \cdot g(w'_k \cdot \cos \beta_{cp} + \sin \beta_{cp})],$$

где w', w'_k – коэффициенты сопротивления движению соответственно вагонетки и каната;

β_{max}, β_{cp} – углы наклона рельсового пути, (максимальный и средний), град;

$k_z = 160 \cdot 10^7$ – предел прочности металла проволок каната на разрыв, Н/м²;

$m = 6,5$ – статический запас прочности каната для грузовых подъемных установок;

$\gamma_o = 10^4$ – приведенная удельная плотность каната, кг/м³;

L_p – расчетная длина каната, м.

Из таблиц выбирают канат (d_k и q_k).

Фактический запас прочности каната

$$m' = F_{раз} / F_{см. max},$$

где $F_{раз}$ – суммарное разрывное усилие проволок каната, Н.

Максимальное статическое натяжение

$$F_{см. max} = Z \cdot (G+G_o) \cdot (w' \cdot \cos \beta_{max} + \sin \beta_{max}) + q_k \cdot g \cdot L_p \cdot (w'_k \cdot \cos \beta_{cp} + \sin \beta_{cp}).$$

Параметры подъемной машины:

диаметр барабана

$$D_b = 60 \cdot d_k,$$

ширина барабана

$$B_b = \left(\frac{L_p + l - l_{кх}}{\pi \cdot D_b \cdot n_c} + n_m + n_o \right) \cdot \left(\frac{d_k + \varepsilon}{1000} \right), \text{ м},$$

где $l = 30...40$ – резервная длина каната для компенсации кусков, отрезаемых с целью испытания, м;

$l_{кх} = 30...40$ – длина канатного ходка, м;

$n_c = 1..3$ – число слоев навивки каната на барабан;

$n_m = 3...5$ – количество витков трения;

$n_o = 0,5; 1,5; 2,5$ – число дополнительных витков;

$\varepsilon = 2...3$ – зазор между витками, мм.

На основании полученных данных F_{max} , D_b и B_b выбирают малую подъемную машину.

Максимальная мощность двигателя подъемной машины

$$N_{max} = F_{max} \cdot V \cdot K_m / 1000 \cdot \eta,$$

где V – регламентированная по ПБ скорость, м/с;

$K_m = 1,1...1,2$ – коэффициент запаса мощности;

$\eta = 0,8...0,85$ – КПД передачи.

Вспомогательный транспорт предназначен для перевозки людей, породы, материалов и оборудования.

Механизированная перевозка людей должна обеспечивать безопасную и комфортную доставку к рабочим местам в шахте и обратно в минимально возможное время, которое в

любом случае не должно превышать 45 минут с момента посадки в средство шахтного транспорта на поверхности.

Средствами транспорта для перевозки людей оборудуют все выработки, в которых согласно ПБ и ПТЭ должна осуществляться механизированная доставка трудящихся.

Выбор транспортных средств производят из соответствия их технических характеристик конкретным горнотехническим условиям.

Перевозку людей от околоствольного двора по горизонтальным выработкам при локомотивном транспорте осуществляют электровозной откаткой в вагонетках типа ВП, а по наклонным выработкам вагонетками типа ВЛН при помощи подъемных машин типа Ц.

Перевозку материалов и оборудования по горизонтальным выработкам производят также электровозами в средствах системы ПАКОД (пакетно-контейнерной доставки массовых стандартных грузов), что позволяет внедрить комплексную механизацию погрузочно-разгрузочных работ, транспортно-складских операций, а также доставку грузовых пакетов и контейнеров без их переоформления в процессе транспортировки.

Перевозку элементов крепления горных выработок производят в кассетах ИКМ. Основным средством доставки контейнеров служат универсальные транспортировочные платформы ПТБ. Для доставки лесоматериалов длиной до 3 м используются лесодоставочные вагонетки ВЛ, а пылевидных материалов (цемент, инертная пыль и т.д.) – вагонетки или контейнеры с герметически закрывающимся кузовом ВДИ. Для перевозки противопожарных средств используются вагонетки и платформы специального назначения, а для взрывчатых материалов - вагонетки ВВ.

Перевозку материалов по конвейерным штрекам производят при помощи монорельсовых дорог с канатным тяговым органом.

При транспортировке основного груза ленточными конвейерами перевозка людей может осуществляться специальными грузопассажирскими или переоборудованными грузовыми конвейерами.

Пропускная способность ленточного конвейера при перевозке людей

$$n_l = (3600 - L_k/V) \cdot V/l,$$

где L_k – длина конвейера, м;
 V – скорость движения ленты, м/с;
 l – расстояние между людьми на ленте (не менее 5м), м.

Время перевозки ленточными конвейерами всех людей за смену

$$t_n = (n_l \cdot l + L_k) / 60 \cdot V,$$

где n_l – число людей, перевозимых за смену, чел.

При наличии в одной выработке нескольких конвейеров (конвейерная линия) необходимо учитывать время перехода людей от одного конвейера к другому. Минимальное значения протяженности пешего перехода принимают 20м. Тогда общее время перевозки всех людей конвейерной линией

$$t_{n.l} = (n_l \cdot l + L_{к.л}) / 60 \cdot V + [20 \cdot (n_k - 1) + 25 \cdot n_3] / 60 \cdot V_n,$$

где $L_{к.л}$ – длина конвейерной линии, м;
 n_k – число конвейеров в линии;
 V_n – скорость пешего перехода, м/с;
20 – протяженность пешего перехода между двумя смежными конвейерами, м;
 n_3 – количество промежуточных загрузочных пунктов;
25 – протяженность пешего обхода загрузочных устройств, м.

9.3.3. Выбор и обоснование транспортных средств по таблицам и графикам

Выбор ленточного конвейера по таблицам и графикам производят по приемной способности, допустимой производительности и длине.

Выбор конвейеров по приемной способности осуществляют с учетом горнотехнических условий работы конвейера и, установленных для каждого конвейера, значений максимальных минутных грузопотоков.

Обязательным требованием выбора конвейера по техническому параметру "минутная приемная способность" является соблюдение условия

$$v \cdot \gamma \geq U_{\max},$$

где v – минутная приемная способность конвейера, м³/мин;

γ = 0,9...1,0 – плотность транспортируемого конвейером груза, т/м³;

U_{\max} – максимальный минутный грузопоток, поступающий на конвейер, т/мин.

Выбор конвейера по допустимой производительности или длине производят после определения ожидаемой эксплуатационной нагрузки на конвейере $Q_{\text{э}}$ или $Q_{\text{э(прив)}}$.

При этом используют технические характеристики, которые составляются заводами изготовителями для каждого типоразмера выпускаемого конвейера. Эти характеристики (обычно представляются в виде графиков) /6/ отражают взаимосвязь трех переменных технических параметров: производительность (Q), длина (L), угол наклона (β). Так как угол наклона конвейера, предназначенного для установки в конкретной выработке, становится постоянным, то при выборе конвейера варьируют только двумя взаимосвязанными параметрами (производительность и длина).

Одним из основных условий нормальной (без перегрузки) эксплуатации конвейера является соблюдение совместного требования

$$Q_{k(\text{дон})} \geq Q_{\text{э}} \text{ и } L_{k(\text{дон})} \geq L_{\text{в}},$$

где $Q_{k(\text{дон})}$ – допускаемая техническая производительность конвейера, т/ч. Определяется по технической характеристике конвейера;

$Q_{\text{э}}$ – эксплуатационная нагрузка на конвейере, т/ч;

$L_{k(\text{дон})}$ – допустимая длина конвейера при производительности $Q_{k(\text{дон})}$, м;

$L_{\text{в}}$ – длина выработки или отдельного участка выработки, в которых предполагается установка конвейера, м.

На графике находят кривую с технической производительностью, равной эксплуатационной нагрузке ($Q_{\text{э}}$), и по этой кривой в соответствии с углом наклона выработки (β) устанавливают допустимую длину ($L_{k(\text{дон})}$). Если заводские характеристики не имеют кривой, совпадающей со значением $L_{k(\text{дон})}$, допустимую длину находят интерполяцией по близким данным.

Установленную допустимую длину сравнивают с принятым ранее значением $L_{\text{в}}$. Конвейеры, у которых соблюдаются эти параметры, могут быть приняты к установке.

Если оказалось, что $L_{k(\text{дон})} < L_{\text{в}}$, то необходимо принять одно из трех возможных решений:

- принять к установке другой, более мощный конвейер;
- сократить первоначальную длину конвейера за счет последовательности установки в выработке нескольких конвейеров;
- уменьшить эксплуатационную нагрузку за счет глубокого усреднения грузопотока в бункере.

Выбор варианта решения зависит от технической возможности его реализации. При отсутствии технических препятствий принимают оптимальное решение, определяемое в результате экономического сравнения вариантов.

Число последовательно установленных ленточных конвейеров для транспортирования грузов по выработке заданной длины можно также определить графоаналитическим методом.

Для решения задачи графоаналитическим методом прежде всего в определенном масштабе на расстоянии L проводят три вертикальные оси: 1; 2; 3 и 4 (рис.9.3).

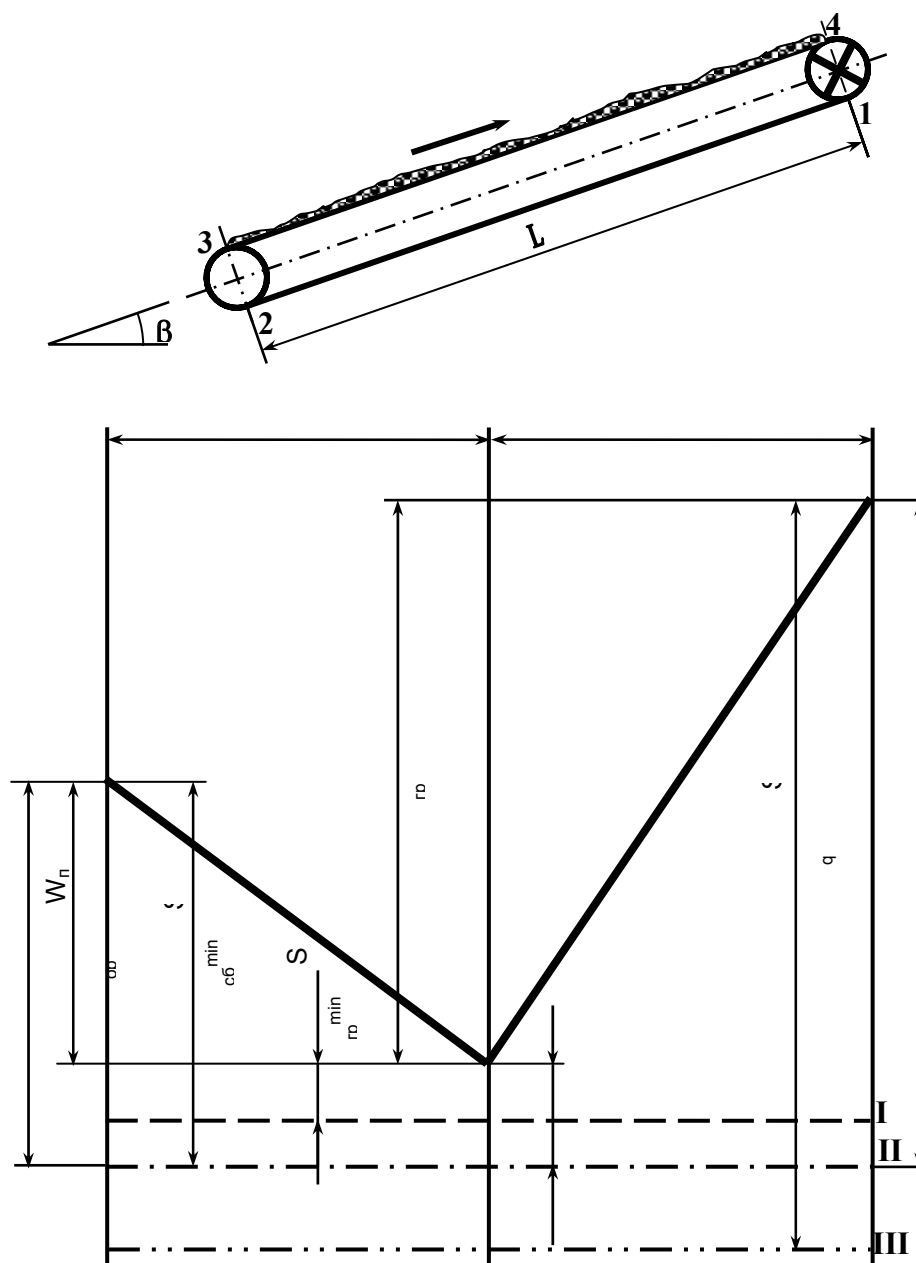


Рис. 9.3. Расчетная схема и диаграмма натяжений ленты конвейера

Затем аналитическим путем находят величины сопротивления ($W_{зр}$ и $W_{ноп}$), а также предварительные натяжения ($S_{зр}^{\min}$, $S_{сб}^{\min}$, S_q) и, выбрав масштаб, откладывают их на соответствующих осях. Так, для уклонного конвейера на оси 1 от произвольной точки откладывают $W_{ноп}$ вниз, когда $W_{ноп} < 0$, и вверх, если $W_{ноп} > 0$. Концевую точку переносят на ось 2,3. Из этой точки откладывают $W_{зр}$ вверх, если $W_{зр} > 0$ и вниз, когда $W_{зр} < 0$. Концевую точку переносят на ось 4. Затем точки на трех осях соединяют прямыми линиями.

На вертикальной оси 1 в том же масштабе от принятой точки откладывают вниз $S_{сб}^{\min}$ и проводят горизонтальную ось 2 – ось пробуксовки; на вертикальной оси 2, 3 откладывают вниз $S_{зр}^{\min}$ и проводят горизонтальную ось 1 – ось провеса, и на вертикальной оси 4 откладывают вниз S_q и проводят горизонтальную ось 3 – ось прочности. Чтобы определить

по диаграмме усилия в характерных точках конвейера, необходимо принять ось отсчета. Такой осью является нижняя из двух (провеса или пробуксовки), так как в этом случае $S_3 \geq S_{зр}^{\min}$ (лента не будет чрезмерно провисать), а $S_1 \geq S_{сб}^{\min}$ (барабан не будет буксовать). Если $S_4 < S_q$, то в выработке длиной L_e можно установить один конвейер (прочность ленты будет достаточной). Если $S_4 > S_q$, необходимо либо принять более мощный конвейер и затем произвести проверку этого конвейера на допустимую длину, либо предусмотреть установку в выработке нескольких конвейеров. В одной выработке целесообразно последовательно устанавливать не более трех конвейеров.

При применении локомотивного транспорта выбор типа электровоза и грузоподъемность состава производят по номограмме, а количество локомотивов – исходя из технических норм производительности.

Графический метод применим также при выборе типа лебедки (малой подъемной машины), когда транспортировка груза осуществляется канатным транспортом. Для расчета этим методом разработаны графики изменения возможной часовой производительности в зависимости от длины транспортировки и угла наклона выработки (уклон, бремсберг) при откатке одноконцевым канатом в вагонетках с глухим кузовом вместимостью в одну, две и три тонны, а также в вагонетках с разгрузкой через дно вместимостью в две, три, четыре и шесть тонн /8/.

По графикам определяют максимальную производительность лебедки (малой подъемной машины) или по заданной производительности находят длину наклонной выработки.

Выбор типа скребкового конвейера облегчен тем, что каждый из созданных конструктивных типов конвейеров имеет свою наиболее рациональную область применения.

Выбор скребковых конвейеров для заданных горнотехнических условий связан зачастую с определением длины конвейера и количества приводов. Для решения этих вопросов разработаны графики изменения длины конвейеров в зависимости от угла наклона и производительности /6/.

9.3.4. Автоматизированное проектирование подземного транспорта

Технология автоматизированного проектирования включает подготовку исходных данных: формирование грузопотоков из очистных и подготовительных забоев, расчет усредняющих и аккумулирующих бункеров, длину транспортировки и другие необходимые сведения.

На основании задания от горного отдела эти сведения записывают в специальные бланки. Перед заполнением таблиц каждому звену или участку транспортной выработки технологической схемы присваивают номер и признак последующего звена (рис.9.4).

Затем производят выбор всех видов транспорта по всем выработкам /6/. Производят выбор транспорта для доставки угля, породы, материалов, людей и выполнения всех вспомогательных операций. При необходимости производят технико-экономическое сравнение вариантов. Устанавливают мероприятия по борьбе с измельчением угля и пылеобразованием.

Определяют типы конвейеров и их число, аккумулирующие бункеры в местах перегрузок и сопряжений различных видов транспорта. Уточняют типы локомотивов, массу поезда, число вагонеток (секций) в составе, скорость движения и необходимое число локомотивов.

Описывают функции вспомогательного транспорта, приводят основные данные, характеризующие условия и производительность, число людей, подлежащих перевозке в смену. Рассматривают вопросы спуска людей в шахту и доставку их по горным выработкам, определяют средства и время доставки людей. Обосновывают средства транспорта для перевозки породы, материалов и людей.

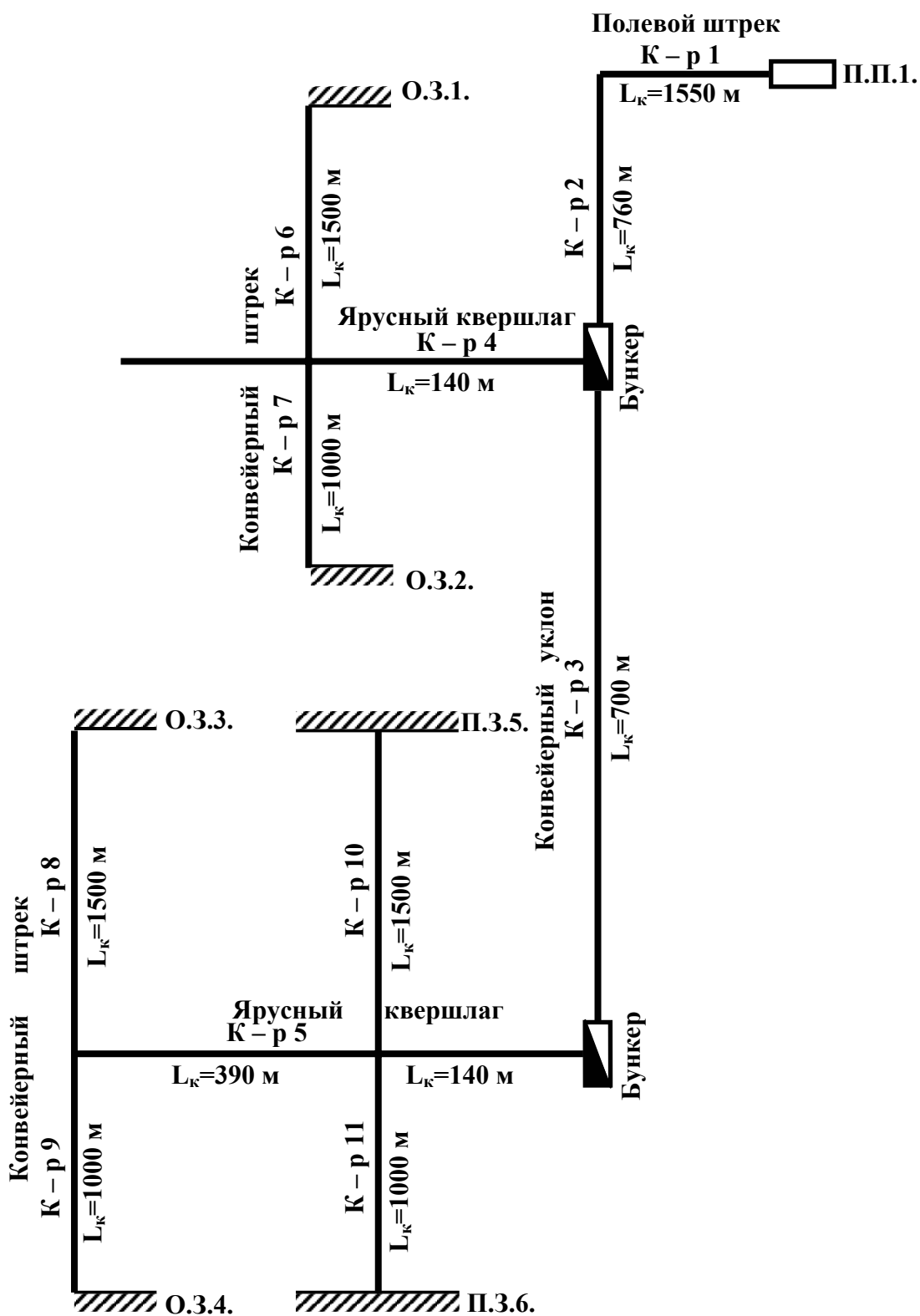


Рис. 9.4. Технологическая схема транспорта

Вспомогательный транспорт рассматривают во взаимосвязи с принятыми решениями по перемещению основного груза.

Выбор основных видов транспорта на ЭВМ производят в соответствии с методическими указаниями /6/.

9.3.5. Схема подземного транспорта

Схема подземного транспорта в графическом виде отражает на определенный момент времени взаимоположение и основные размеры транспортных горных выработок и применяемые в этих выработках виды и типы транспортного оборудования для перемещения всех грузов (угля, породы, материалов, оборудования, людей) от очистных и подготовительных забоев до околоствольного двора (рис.9.5).

В зависимости от видов транспорта для перемещения угля от очистных забоев различают схемы с одним видом транспорта (сплошная конвейеризация или схемы с локомотивной откаткой при разработке крутых пластов) и комбинированные (например, конвейерный транспорт в пределах выемочной панели и локомотивный – по магистральным выработкам).

Наиболее прогрессивными и совершенными являются схемы с полной конвейеризацией транспорта угля от очистных забоев до околоствольного двора и комбинированные схемы с применением участкового конвейерного транспорта и локомотивного по магистральным выработкам.

Совершенным схемам подземного транспорта присущи:

- максимальная концентрация грузопотоков по транспортным выработкам;
- малая протяженность транспортных магистралей;
- полная конвейеризация транспорта до главных выработок;
- отсутствие промежуточных транспортных горизонтов и передаточных выработок;
- высокий удельный вес стационарных транспортных установок;
- наличие в транспортной системе бункеров;
- наличие прогрессивных типов транспортного оборудования и минимальное их число в транспортной цепочке.

Задание на самостоятельную работу.

Выбрать и обосновать транспортные средства, применяемые при строительстве (второй период) и реконструкции угольных шахт (табл.9.1):

- суточная производительность $A_{сут}$, т;
- размеры шахтного поля по падению L_n , м;
- размеры шахтного поля по простиранию L_{np} , м;
- мощности пластов m_1, m_2, m_3 , м;
- категория шахты по пыли и газу:
 - а) негазовая,
 - б) первой категории,
 - в) сверхкатегорная;
- угол наклона пластов β , град;
- длина лавы L_n , м;
- отработка пластов:
 - а') уклонное поле;
 - б') бремсберговое поле.

Вскрытие пластов осуществлено вертикальными стволами и капитальным квершлагом.

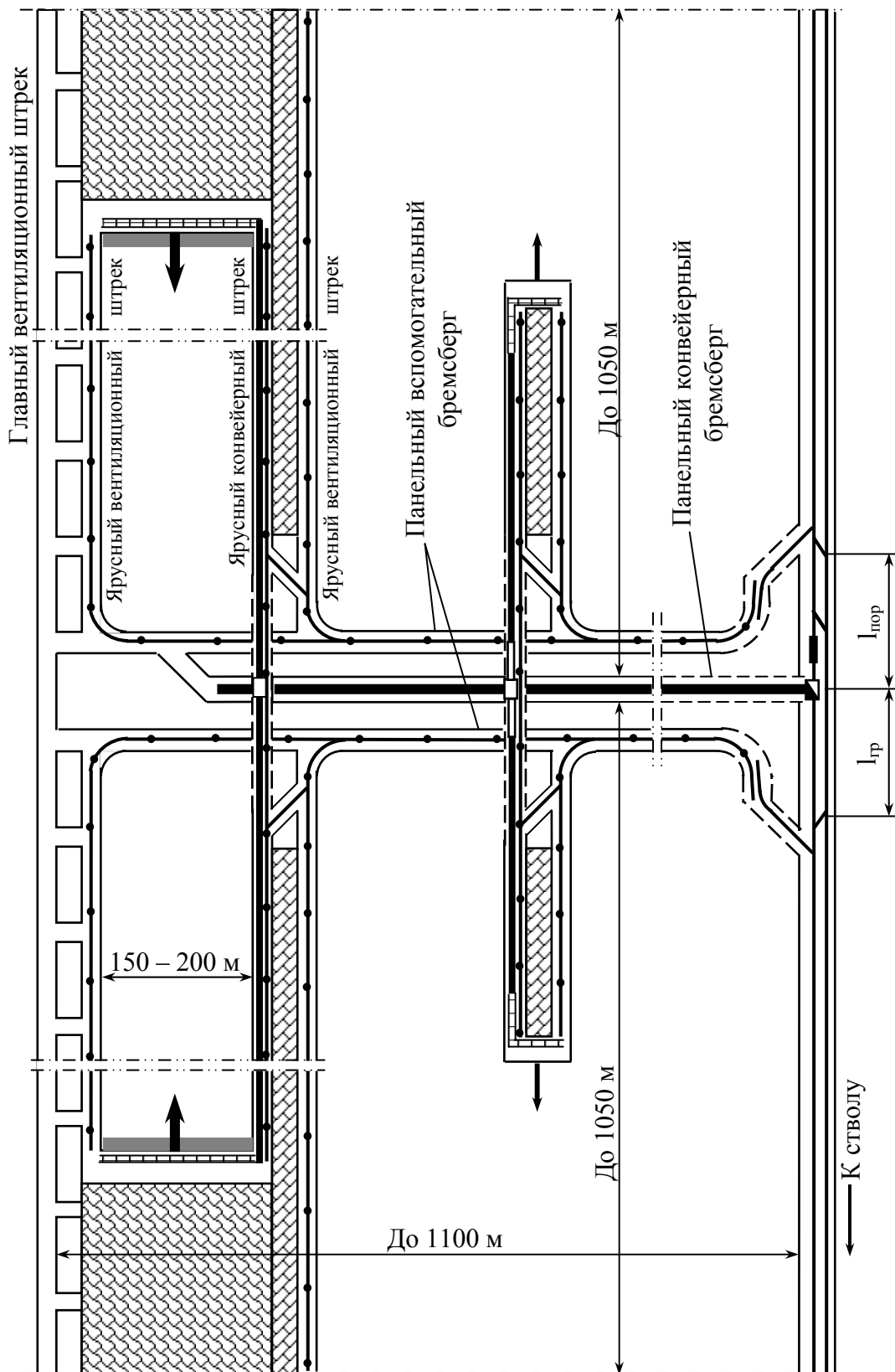


Рис. 9.5. Схема транспорта конвейеризованной бремсберговой панели (с применением конвейерного транспорта угля при проведении ярусных штреков широким ходом и монорельсового вспомогательного транспорта)

Исходные данные к самостоятельной работе

№	$A_{сум}$	L_n	$L_{дп}$	m_1	m_2	m_3	а	б	в	β	L_d	а'	б'
1	3000	1500	5000	0,8	1,1	–	–	+	–	10	200	+	+
2	3100	1600	5100	0,8		1,3	–	–	+	9	210	–	+
3	4300	1650	5200	0,85	1,0	1,2	+	–	–	8	230	+	–
4	4400	1700	5300	"	"	"	–	+	–	11	240	+	–
5	4500	1750	5350		"	"	–	–	+	12	250	–	+
6	4600	1800	5400	0,7	1,1	1,3	–	–	+	13	260	+	–
7	4700	1850	5450		"	"	+	–	–	14	270	–	+
8	4800	1900	5500		1,0	"	–	+	–	15	280	+	–
9	4900	1950	5600	0,85	1,0	1,4	–	–	+	16	290	–	+
10	4000	1400	5700	"		"	–	–	+	17	300	+	–
11	5100	1460	5800		0,9	"	–	–	+	18	310	–	–
12	5200	1500	5900	0,9	1,1	1,2	–	–	+	9	160	+	–
13	5300	1550	5950	"		"	–	–	+	10	165	–	+
14	5400	1600	6000		"	"	+	–	–	11	170	+	–
15	5500	1650	6100	0,8	1,2	"	–	–	+	12	175	–	+
16	6600	1700	6200	1,0	1,0	1,1	–	–	+	13	180	+	–
17	6700	1760	6300	"	"	"	–	–	+	14	185	–	+

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учебными заведениями, осуществляющими подготовку специалистов для промышленности, накоплен большой опыт в методике изложения курсов, связанных с транспортированием различных грузов. Большое внимание уделяется вопросам теории транспортирования, расчета и конструирования транспортных машин и комплексов, методам их использования и обслуживания.

Однако материал разрознен, и ознакомление с ним требует обращения помимо учебников к различным литературным источникам, что создает затруднения и неудобства для учащихся. Кроме того, практические навыки по определению параметров транспортирования грузов, оптимальному выбору типа транспортных машин и их эксплуатационных характеристик, а также составлению транспортной системы в целом, как правило, приобретаются учащимися во время самостоятельной работы над изученным теоретическим материалом.

Настоящее учебное пособие ставит своей задачей оказать помощь учащимся в практическом освоении вопросов выбора параметров транспортного оборудования и создания транспортных систем.

В качестве базовой модели транспортной системы выбран внутришахтный транспорт, как наиболее важная составляющая технологического процесса предприятия с высокой энергоемкостью производства.

Краткие теоретические положения, предшествующие практическим задачам, представленным в книге, в достаточной мере разъясняют принципы и методики их решения. Задачи расположены по возрастающей сложности, что позволяет учащимся, постепенно переходя от решения простых к более сложным, накапливать практический опыт и сознательно осуществлять выбор оптимальных параметров и видов транспортного оборудования.

Учебное пособие содержит достаточное количество справочных материалов и технических характеристик транспортного оборудования, необходимых для решения всех рекомендованных задач без дополнительных литературных источников. Это делает его полезным для научно-технических работников угольной промышленности в качестве справочного руководства.

Теоретические положения и методики решения задач, приведенные в настоящей работе, отражают современное состояние транспортной науки. Они могут быть использованы для решения задач перемещения грузов не только в угольной, но и в других отраслях промышленности, где в технологических процессах используется транспортирование насыпных и массовых грузов. В связи с этим, в книге сознательно не приводятся описания конструкций и принципа действия транспортных механизмов и машин из-за большого числа их разновидностей. Эти материалы могут быть почерпнуты учащимися из учебников, справочников, лекционных и лабораторных курсов по соответствующим дисциплинам.

Все замечания и пожелания по содержанию настоящего учебного пособия просим направлять на кафедру горнозаводского транспорта и логистики Донецкого государственного технического университета.

ЛИТЕРАТУРА

1. Конвейеры: Справочник / Р.А.Волков и др. Под общ. ред Ю.А.Пертена. – Л: Машиностроение, 1984. – 367с.
2. Поляков Н.С., Штокман И.Г. Основы теории и расчеты рудничных транспортных установок. – М.: Госгортехиздат, 1962. – 492с.
3. Транспорт на горных предприятиях. Под общ.ред. Б.А. Кузнецова. –М.: Недра, 1976. – 652с.
4. Смирнов А.Д., Антипов К.М. Справочная книжка энергетика. – М.: Энергоавтоматиздат, 1987. – 568с.
5. Номенклатурный справочник Новокаховского электромашиностроительного завода ПО "Южэлектромаш" – Н.Каховка, 1990. – 87с.
6. Подземный транспорт шахт и рудников: Справочник / Под ред. Г.Я.Пейсаховича, И.П.Ремизова. – М.: Недра, 1985.– 565с.
7. Проектирование и конструирование транспортных машин и комплексов / Под ред. И.Г.Штокмана. – М.: Недра, 1986, 392с.
8. Гетопанов В.Н., Гудилин Н.С., Чугреев Л.И. Горные и транспортные машины и комплексы. – М.: Недра, 1991.– 304с.
9. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. – М.: Машиностроение, 1966.
10. Петренко О.С. Подвесные рельсовые дороги. – М.: Машиностроение, 1981. – 272с.
11. Ороховский И.И., Кулевкин А.И., Руденко Г.С. Монорельсовые дороги с дизельным приводом: Обзор. – М.: ЦНИЭИуголь, 1980. – 40с.

Учебное издание

Авторы:

Ададуров Валерий Васильевич
Ариненков Владимир Валерьевич
Будишевский Владимир Александрович
Воюш Федор Сергеевич
Грудачев Анатолий Яковлевич
Гутаревич Виктор Олегович
Кислун Валерий Александрович
Кондратьев Аркадий Евгеньевич
Маценко Владлен Николаевич
Мухопад Николай Денисович
Полетаев Юрий Анатольевич
Следь Николай Николаевич
Сноведский Евгений Михайлович
Сулима Анатолий Александрович
Чебаненко Константин Иванович
Шавлак Виктор Федорович

Теоретические основы и расчеты транспорта энергоемких производств

Под общей редакцией В.А.Будишевского и А.А.Сулимы

Учебное пособие для вузов



Подл. к печати 01.03.99 г.
Цифровая трафаретная печать.
Уч. из. л. 11,45

Формат 60x84 ¹/₈.
Усл.печ.л. 11,5
Тираж 500 экз.

Бумага Copy Rex.
Усл. кр.-отг. 11,35
Заказ № 236

Рекламно-издательское агентство ДонГТУ

340000, г. Донецк, Артема, 58, Горный институт, 9 уч. корпус
Тел.: (0622)99-99-94,90-36-31