

TRANSPORTE MINERO

**Dr. Segundo Pereda Hernández
Dr. Ramón Polanco Almanza**

 **EDITORIAL
FÉLIX VARELA**

La Habana, 2009

Edición y corrección: Yamile Verdecia García
Diseño de cubierta: Leonardo Lorenzo Fernández del Río
Diseño interior: Ramón Jiménez Sánchez
Diagramación: Dayami Rosabal Hidalgo
Realización: Lázaro Alberto Toca Ramos,
Juan José Martínez Hernández y Arsenio Fournier Cuza.

Primera edición: Editorial Félix Varela, 1999
Segunda edición: Editorial Félix Varela, 2009

© Ramón Polanco Almaza
y Segundo Pereda Hernández, 1999
© Sobre la presente edición:
Editorial Félix Varela, 2009

ISBN 959-258-065-0
ISBN 978-959-07-1245-6

EDITORIAL FÉLIX VARELA
Calle A No. 703, esq.a 29,
Vedado, La Habana, Cuba.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN / 7

CAPÍTULO I. Cuestiones generales sobre los medios de transporte y las cargas / 9

Cargas / 9

Principales eslabones de transporte minero / 12

Condiciones de trabajo y exigencias establecidas a las instalaciones de transporte / 13

Fundamento para la selección de la máquina de transporte / 14

Transporte por volúmenes / 19

Productividad de pasaporte según factores de fuerza y gráficos de uso / 20

Productividad nominal según la productividad del frente, sección, nivel o mina / 21

Fuerza de tracción para el traslado del órgano de tracción flexible y tensiones en sus secciones / 26

Fuerza de tracción en el bloque motor y potencia del motor / 31

Cálculo de la potencia de un motor asíncrono para intervalos largos de trabajo cíclico / 34

Cálculo de la potencia de un motor asíncrono (sincrónico) para intervalos de trabajo largo con una carga constante / 36

CAPÍTULO II. Teoría de la transmisión del esfuerzo de tracción* / 39

Equipo de un tambor / 39

Conjuntos motores de los transportadores de banda / 41

Partes componentes y esquemas de los conjuntos motores / 42

Transmisión del esfuerzo de tracción en la estación motriz / 44

Equipos de dos tambores motores con unión rígida entre ellos / 48

Distribución del esfuerzo de tracción entre los tambores / 51

Estaciones de tensión / 54

Carga de los transportadores / 59
 Descarga de los transportadores / 61
 Pesas de transportadores / 65

CAPÍTULO III. Transporte por gravedad / 66

Generalidades / 66
 Ventajas del transporte por gravedad / 68
 Fundamentos teóricos / 69
 Métodos de lucha contra el aumento de la velocidad de caída / 71
 Campo de aplicación. Particularidades / 72

CAPÍTULO IV. Transporte hidráulico / 76

Generalidades / 76
 Características de los materiales que se transportan / 77
 Teoría sobre la pulpa / 78
 Instalaciones de transporte hidráulico / 79
 Equipos de transporte hidráulico / 81
 Cálculo de una instalación de transporte hidráulico / 85
 Cálculo del transporte hidráulico a presión / 87

CAPÍTULO V. Transportadores / 94

Transportadores de rastras / 94
 Ejemplo de cálculo de un transportador de rastra / 108
 Transportadores de láminas / 111
 Ventajas y desventajas / 111
 Transportadores de bandas / 113
 Clasificación general / 114
 Montaje y empate de las banda / 120
 Estructura de apoyo de la banda / 124
 Ancho de la banda / 128
 Resistencia al movimiento de la banda y potencia de los motores / 133
 Método de análisis del contorno por puntos / 141
 Transportadores especiales. Transportadores balanceantes / 149

Transportadores vibratorios / 153
 Transportadores de tornillo sinfín (helicoidales) / 157
 Automatización de los transportadores / 160

CAPÍTULO VI. Teleféricos / 163

Campo de aplicación y equipamiento / 163
 Partes componentes / 164
 Fundamentos de cálculo / 173
 Explotación de los teleféricos / 176
 Parámetros técnico-económicos del trabajo de los teleféricos / 178

CAPÍTULO VII. Transporte ferroviario / 180

Vías de rieles / 180
 Los rieles / 181
 Las traviesas / 185
 El balasto de las vías férreas estacionarias / 188
 Particularidades de las vías férreas subterráneas / 195
 Vagones y vagonetas. Clasificación general y base teórica / 199
 Resistencias al movimiento / 203
 Vagonetas / 208
 Tipos y parámetros de las vagonetas / 211
 Vagones / 213
 Locomotoras / 220
 Clasificación general / 220
 Locomotoras eléctricas de minas / 220
 Ecuaciones de tracción del transporte por locomotoras / 234
 Cálculo de transporte sobre rieles con locomotoras eléctricas / 244
 Características de tracción de la locomotora / 249
 La productividad / 250
 Instalaciones de carga para las baterías / 253
 Locomotoras en las canteras / 255
 Generalidades del transporte por locomotoras eléctricas en las canteras / 255
 Locomotora Diesel / 256
 Cálculo del transporte con locomotoras Diesel / 261

CAPÍTULO VIII. Transporte automotor / 264

- Papel del transporte en laboreo a cielo abierto / 264
- Vías de comunicación en las minas a cielo abierto / 266
- Conocimientos generales sobre el equipamiento de los automóviles de gran capacidad / 277
- Parámetros fundamentales de los camiones de cantera / 285
- Los camiones / 289
- Cálculos de tracción del transporte automotor / 295
- Gasto de combustible / 311
- Dirección del trabajo de transporte automotor / 312
- Plazos de servicios racionales para los camiones de canteras / 314
- Cálculo de explotación / 316

CAPÍTULO IX. Equipos de movimiento de tierras / 323

- El bulldozer / 323
 - Productividad de los bulldozeros / 328
 - Cargadores frontales / 332
 - Ventajas y desventajas de los cargadores / 341
 - Determinación de los índices técnicos y de explotación de los cargadores / 361

BIBLIOGRAFÍA / 363**INTRODUCCIÓN**

Durante el proceso de explotación de un yacimiento por cualquier método, los minerales deben ser trasladados por trazas irregulares en múltiples ocasiones; de este proceso tecnológico depende en gran medida el éxito o el fracaso de la empresa minera.

En la actualidad se mueven en el mundo más de 10 mil millones de toneladas de minerales anualmente, y el aumento aproximado es de un 3-5 % anual, de aquí se desprende la importancia que posee la correcta selección y explotación de los medios de transporte; la elección incorrecta de los mismos conllevaría la pobre explotación o subexplotación del equipamiento, el desgaste intensivo de los equipos y el aumento de los costos de transportación.

El presente trabajo tiene como objetivo servir como libro de texto básico para la asignatura Transporte Minero de la carrera Ingeniería en Minas, y como texto complementario para otras carreras que de una forma u otra están vinculadas a la transportación de diferentes cargas.

En el libro se hace una descripción de los tipos de transporte básicos utilizados en la minería mundial contemporánea (subterránea y a cielo abierto), se ofrecen sus características, metodologías de cálculos de tracción y explotación, y también se muestran algunos ejemplos de cálculos.

Como toda obra humana, no está desprovista de errores, de antemano agradeceremos los criterios y sugerencias que pudieran mejorar ostensiblemente probables futuras ediciones.

LOS AUTORES

CAPÍTULO I

Cuestiones generales sobre los medios de transporte y las cargas

Cargas

Las cargas se dividen en monolíticas y a granel.

Las *cargas monolíticas* se representan por unidades enteras, ejemplo, una máquina, un grupo de maderos, cajas, contenedores, personas, etcétera.

Las *cargas a granel* son las representadas por pedazos, granos o materiales pulverulentos, en forma de conjuntos o grupos (pilas), por ejemplo, minerales de todo tipo, roca estéril, material de relleno, entre otros.

Las primeras están caracterizadas por sus dimensiones, formas, peso y a veces, condiciones especiales en su transportación como material explosivo y combustible.

Las cargas a granel se caracterizan por su granulometría, masa volumétrica, abrasividad, etcétera.

La *granulometría* es la distribución cuantitativa de las partículas según su tamaño.

Según la granulometría, las cargas se pueden dividir en corrientes y clasificadas.

En las cargas *clasificadas*, existe una relación diámetro mayor $a_{máx}$ diámetro menor $a_{mín}$ ($a_{máx} / a_{mín}$) menor que 2,5. En las cargas *corrientes* la relación antes mencionada es mayor que 2,5.

En las cargas clasificadas, comúnmente se trabaja con el tamaño medio.

$$a = \frac{a_{máx} + a_{mín}}{2} \quad (1.1)$$

Según las dimensiones de las partículas o pedazos, las cargas pueden dividirse en:

- Dimensiones grandes, cuya longitud $a > 160$ mm .
- Dimensiones medias, cuya longitud $a = 60-160$ mm .
- Dimensiones pequeñas, cuya longitud $a = 10-60$ mm .
- Material granulado, cuya longitud $a = 0,5-10$ mm .
- Pulverulentas, cuya longitud $a < 0,5$ mm .

El peso volumétrico puede darse con respecto al macizo o a granel .

En el macizo representado por el símbolo γ_s , es el peso de 1 m^3 de roca monolítica, secada a una temperatura de $100-105 \text{ }^\circ\text{C}$.

El peso volumétrico a granel, representado por el símbolo γ , es el peso de 1 m^3 de roca desbrozada.

A continuación se muestra el peso volumétrico de algunas cargas a granel.

	t/m^3
Antracita	0,95-1,0
Carbón de piedra	0,80-0,95
Coke	0,40-0,50
Hematita	2,0-2,8
Limonita	1,2-2,0
Magnetita	2,5-3,5
Magnesio	1,4-2,0
Caliza, piedra, arena, arcilla	1,5-2,0

Las unidades del peso volumétrico se expresan en t/m^3 .

Coefficiente de mullido o esponjamiento. Se denomina así a la relación existente entre el volumen de la roca mullida y el macizo, al tener ambos la misma masa.

El valor de este coeficiente es siempre mayor que la unidad y expresa el aumento del volumen de roca desbrozada, comparado con su volumen en el macizo.

$$K_e = \frac{\gamma_s}{\gamma} \quad (1.2)$$

- En rocas blandas (arena, arcilla, tierra, etcétera) . $k_o = 1,0 - 1,3$
- En carbón, pizarras, etcétera . $k_o = 1,4 - 1,6$
- En rocas muy duras . $k_o = 1,5 - 1,8$

Coefficiente de llenado k_v . Este coeficiente es un parámetro de explotación y representa la relación entre el volumen de material transportado y el volumen geométrico de diseño que lo transporta.

Entre los factores que influyen en el valor de este coeficiente se encuentran:

- La granulometría (cuanto más pequeñas sean las dimensiones, mayor será el valor del coeficiente).
- La humedad.
- La forma de la caja portante y su tipo (cerrada o abierta).

El coeficiente de llenado tiene un valor oscilante alrededor de uno, sin embargo puede ser mayor cuando se transporta en recipientes con caballetes, lo cual es casi siempre posible cuando se trasladan materiales dentro de los límites de la unidad minera.

Talud natural. Es el ángulo que forma la superficie lateral del material desbrozado, con la superficie horizontal. Este ángulo caracteriza la movilidad de las partículas de las cargas a granel.

El talud natural ρ , depende del tipo de material, humedad, forma, granulometría, etcétera.

Antracita	$\rho = 35 - 40^\circ$
Carbón de piedra	$\rho = 40 - 45^\circ$
Mineral de hierro y magnesio	$\rho = 45 - 50^\circ$
Piedra caliza, pizarras	$\rho = 40 - 45^\circ$

La fortaleza de las rocas se expresa comúnmente por el coeficiente de fortaleza según la escala del profesor Protodiaconov.

$$f = \frac{F_t}{10} \quad (1.3)$$

Donde:

F_t es la resistencia temporal de la roca a la compresión en Mpa.

La mayor fortaleza según esta escala, $f=20$.

La abrasividad es la propiedad que tienen las cargas a granel de desgastar la superficie que la soporta o con la cual está en contacto.

La abrasividad está caracterizada por la dureza, forma y tamaño de los pedazos, humedad, calidad de la superficie, etcétera.

Principales eslabones del transporte minero

I. *Transporte en la mina.* Aquí la carga va directamente desde el punto o frente de trabajo hasta la superficie, estas cargas pueden ser mineral, rocas estériles, equipos para su cambio, personal, etcétera.

Desde la superficie van cargas destinadas a la fortificación, explosivos y otros materiales, equipos, instrumentos, material de relleno, personal.

El transporte en la mina está distribuido de la siguiente manera:

a) Transporte subterráneo:

- *Sectorial.* De los frentes de arranque y de preparación, a través del conjunto de excavaciones.
- *Principal.* Desde las excavaciones sectoriales hasta las estaciones del pozo.
- *De ascenso.* Transporte por el pozo.

b) Transporte en la superficie.

c) Transporte externo (del pozo al consumidor).

Por la superficie de la mina pasan todas las cargas que van desde el pozo a la superficie y en sentido contrario.

Los esquemas del flujo de las cargas en la mina son muy diferentes. Estos esquemas están determinados por el esquema tecnológico de elaboración del material, el tipo de mineral, los equipos de transporte y tecnológicos establecidos dentro de los límites de productividad del complejo de superficie, los perfiles y otros factores.

II. *Transporte en las plantas de beneficio.*

III. *Transporte en las canteras.*

En el laboreo por el método a cielo abierto, el flujo se produce desde las excavadoras de destape, hasta las escombreras externas o internas, desde las excavadoras de arranque hasta la estación de embarque o la planta de beneficio.

Los materiales, los equipos y el personal enviados a la cantera o de ella a la superficie.

En las canteras, el flujo de la carga principal lo constituyen las rocas o materiales de destape y el mineral.

El flujo anual de una cantera moderna, puede alcanzar varias decenas de millones de toneladas de masa minera.

Los eslabones del transporte en la cantera son:

1. *Transporte dentro de la cantera.*

Desde las excavadoras de arranque y de destape hasta las trincheras de salida.

2. *Transporte de trincheras.*

Desde las trincheras hasta la superficie.

3. *Transporte en la superficie de la cantera.*

Condiciones de trabajo y exigencias establecidas a las instalaciones de transporte

Las instalaciones de transporte en las minas trabajan en condiciones muy difíciles que se deben tener en cuenta, durante su construcción y explotación.

Las exigencias generales son:

- Satisfacer los parámetros técnicos dados según la productividad, la distancia de tiro y el ángulo de inclinación.
- Correspondencia entre los parámetros de los equipos de transporte y el equipo tecnológico con el cual están trabajando.
- Índices económicos favorables.
- Mínima peligrosidad en su explotación.
- Alta seguridad del trabajo.
- Facilidad de los equipos de transporte y los acompañantes del sistema tecnológico a la automatización y mando centralizado.

Particularidades del transporte subterráneo:

- Estrechez del espacio de trabajo.
- Necesidad de desmontaje y montaje del equipo minero o traslado al desarrollarse el frente de trabajo.
- Aparición de cargas momentáneas que superan considerablemente la capacidad nominal de trabajo en un ambiente peligroso por explosiones.

- Abrasividad del material transportado.
- Humedad del ambiente y actividad química de las aguas subterráneas.
- Instalación inclinada de algunas máquinas.

En correspondencia con estas particularidades se exige:

- Mínimas dimensiones de los equipos subterráneos.
- Pequeños pesos y facilidad de montaje y de desarme.
- Alta seguridad en los elementos y resistencia al desgaste.
- Protección contra explosiones y comodidad para el engrase.

Particularidades del transporte en las canteras:

- Cargas muy grandes (equipos muy potentes y pesados).
- Explotación en diferentes condiciones climáticas.
- Necesidad de superar grandes pendientes.
- Necesidad de trasladar los puntos de cargas y descarga debido al movimiento de los frentes de arranque.

A los equipos de transporte en las canteras se les exige la satisfacción de las necesidades de carga con la menor dificultad y mayor economía, lo cual se consigue con la automatización y mecanización de todos los trabajos auxiliares y fundamentales, capacidad de trabajo de los equipos en condiciones climáticas difíciles (altas temperaturas, lluvias, vientos, etcétera).

Fundamento para la selección de la máquina de transporte

Existe una gran variedad de máquinas para resolver un mismo problema. Es muy importante la selección de la máquina que mejor satisfaga las exigencias de un caso concreto.

Es necesario que el proyectista posea conocimientos generales y especiales sobre distintos aspectos de la técnica, tales como: construcción y características de explotación de la máquina; además, es necesario que se argumente técnica y económicamente que la máquina ha sido seleccionada convenientemente.

El desarrollo posterior de los frentes de trabajo en la unidad, establece entre las exigencias de la máquina, la facilidad de compatibilizar su trabajo en el complejo de la instalación, de modo que se pueda mecanizar totalmente el proceso, al mismo tiempo hay que tratar de que no existan los puntos de recarga o que sean los mínimos, y que el personal auxiliar sea el menor posible.

Óptima puede considerarse la máquina o conjunto de ellas, que satisfaga todas las exigencias técnicas de la industria, la necesaria seguridad del trabajo; el alto grado de mecanización, las condiciones de trabajo más cómodas, el menor costo del traslado de la carga unitaria y el menor plazo de amortización.

Las máquinas que han satisfecho las exigencias técnicas deben pasar por un control técnico-económico con el objetivo de alcanzar la solución óptima.

Para una valoración técnico-económica de la máquina o conjunto de ellas, como un sistema de mecanización, hay que realizar el análisis de los siguientes parámetros económicos:

- a) Gastos capitales (costo inicial) en la compra e instalación de las máquinas.
- b) Gasto de explotación y costo de elaboración de una tonelada de carga.
- c) Número y productividad de los obreros empleados en trabajos de carga y descarga.
- d) Plazos de amortización de los gastos capitales.

La variante más efectiva desde el punto de vista económico, es aquella que exige menor gasto de capital y menor costo de producción en los trabajos de carga, es decir, menor costo de elaboración de una tonelada.

En los proyectos de la instalación de transporte se determinan en calidad de cálculo, las dimensiones constructivas de las máquinas y la potencia de los motores.

Durante la elección del equipo de transporte, se calculan los parámetros fundamentales de la instalación para las condiciones de trabajo concretas, corrientemente el valor inicial para el cálculo está representado por la productividad.

La productividad está dada, por la cantidad de material que se traslada en la unidad de tiempo.

Como unidad de carga se emplea, la tonelada o el metro cúbico (t ó m^3). Como unidad de tiempo se toma la hora.

En correspondencia con dichas unidades, podemos expresar la productividad en peso (Q , t/h) o en volumen (V , m^3/h).

La elección de la máquina de transporte de acuerdo con la productividad, se hace según el siguiente criterio:

$$Q_p \geq Q_c \quad (1.4)$$

Donde:

- Q_p : es la productividad de pasaporte (la posible según los datos técnicos);
- Q_c : es la productividad de cálculo o real (según el flujo posible de material).

Productividad de pasaporte de las instalaciones de acción periódica (cíclica)

Como datos iniciales para calcular esta productividad se exigen: T , tiempo medio de un ciclo en segundos; G , capacidad de carga de un recipiente en kg; Z , cantidad de recipientes cargados simultáneamente.

Cuando se determina Q_p , debe entenderse como la productividad en un ciclo.

Debido a que el tiempo de un ciclo se diferencia mucho del tiempo medio, en los cálculos es necesario trabajar con el tiempo máximo $T_{m\acute{a}x}$.

$$Q_p = \frac{Z \cdot G}{T_{m\acute{a}x}} = \frac{Z \cdot G}{K_c \cdot T}, \text{ kg/s} \quad \text{ó} \quad 3,6 \frac{Z \cdot G}{K_c \cdot T}, \text{ t/h} \quad (1.5)$$

Donde:

K_c : es el coeficiente de irregularidad del tiempo del ciclo, que muestra la relación existente entre el tiempo máximo y el medio.

Capacidad de carga:

$$G = 1000 \cdot V \cdot \psi \cdot \gamma, \text{ kg} \quad (1.6)$$

Donde:

V : es la capacidad geométrica del recipiente, m^3 ;

γ : es el peso volumétrico a granel, t/m^3 ;

ψ : es el coeficiente de llenado, o sea la relación del volumen de carga, con la capacidad geométrica del recipiente.

Tiempo del ciclo:

$$T = \frac{l_v}{v_{mv}} + \frac{l_c}{v_{mc}} + \theta \quad (1.7)$$

Donde:

l_v y l_c : es la longitud del recorrido de la carga y el regreso vacío. (En general pueden ser diferentes, como en el caso del transporte automotor), m;

v_{mv} y v_{mc} : es la velocidad del movimiento cargado y vacío, m/s;

θ : es el valor medio de las pausas en el ciclo, (descarga, carga, espera de señales, maniobras).

Productividad de pasaporte de las instalaciones de movimiento continuo

En este tipo de transporte sin pausas, en un metro de longitud se tienen, q kg de carga, por lo que la productividad será entonces:

$$Q = 3,6 qv, \text{ t/h} \quad (1.8)$$

Donde:

q : peso por unidad de longitud, kg/m;

v : velocidad del movimiento, m/s.

La productividad de pasaporte que hemos calculado, puede estar limitada por la capacidad de carga del órgano transportador o por factores de fuerza.

Productividad de pasaporte según la capacidad de carga del órgano transportador

Conocemos, v , m/s; γ , t/m^3 , y las dimensiones del órgano transportador; necesitamos determinar Q , t/h.

En el transportador, la carga puede transportarse en forma de flujo (transportadores de bandas, rastras), o en porciones (cucharas, cangilones).

1. Transporte de flujo continuo: En una longitud l hay la siguiente carga:

$$q_o = F_m l \gamma, \text{ t} \quad (1.9)$$

Dividiendo entre l , obtendremos la carga unitaria:

$$q = F_m \cdot \gamma, \text{ t/m} = 1000 F_m \gamma, \text{ kg/m} \quad (1.10)$$

Donde:

F_m : es la sección promedio del flujo del material, m^2 ;

$$F_m = F_{tm} \psi$$

F_{tm} : es el área teórica del flujo del material cuando se traslada horizontalmente. Las reglas de su cálculo se definen de acuerdo a las instalaciones concretas, m^2 ;

$\psi = F_m / F_{tm}$: es el coeficiente de llenado de la sección teórica, la cual toma en consideración la presencia de rastras, cadenas, y otros;

C : es el coeficiente del ángulo de inclinación que toma en cuenta la disminución de ψ con el transporte inclinado, debido al resbalamiento del mineral, que hace disminuir el área de la sección vertical A-A (Figura 1.3 b); el ángulo ϕ se mide con respecto a la horizontal; la productividad se determina por el área de la sección B-B y otras causas. C se toma siempre menor que la unidad en (10-20) %, es decir (0,9-0,8).

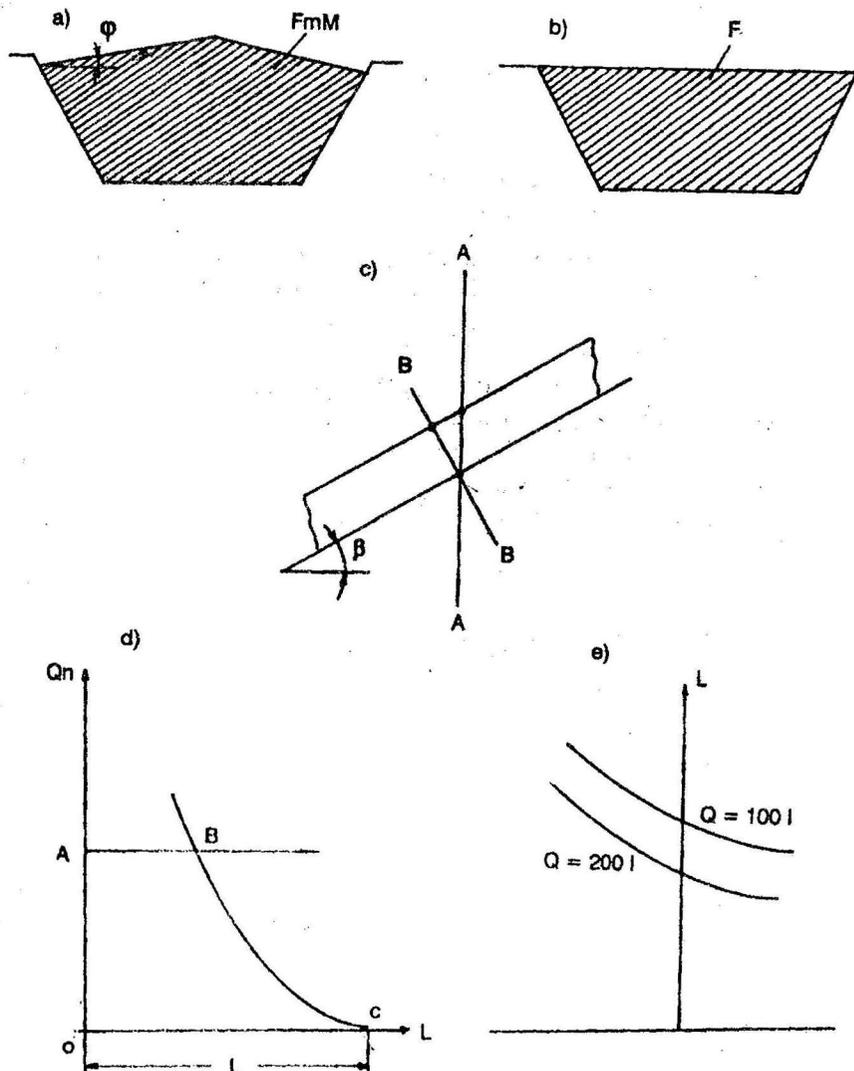


FIGURA 1.1. Productividad nominal de las instalaciones de acción continua.

En ocasiones el área F_m es bastante difícil de determinar, por ejemplo, para una espira, entonces, F_m se determina según el área del canalón.

$$F_m = F_c \psi_c C \quad (1.11)$$

Donde:

F_c : es el área de la sección del canal, m^2 (Figura 1.1 c);

$\psi = F_m/F_c$: es el coeficiente de llenado del canal.

De donde, después de las correspondientes transformaciones, tenemos:

$$Q_p = 3600 F_m \psi C V \gamma \quad , \quad t/h \quad (1.12)$$

y:

$$Q_p = 3600 F_c \psi_c C V \gamma \quad , \quad t/h \quad (1.13)$$

además, eliminando g se obtiene la productividad volumétrica.

Transporte por volúmenes

Si cada recipiente tiene una capacidad de i_0 (litros), cada uno está situado entre sí a una distancia b (metros), así, en una longitud l , hallaremos la siguiente cantidad de carga:

$$q_0 = \frac{l}{b} i_0 \gamma \psi \quad , \quad kg \quad (1.14)$$

y el peso unitario será:

$$q = \frac{l}{b} i_0 \gamma \psi = \frac{i_0}{b} \gamma \psi \quad , \quad kg/m \quad (1.15)$$

Por último:

$$Q_p = 3,6 \frac{i_0}{b} \gamma \psi V \quad , \quad t/h \quad (1.16)$$

Donde:

ψ : es el coeficiente de llenado de la cuchara;

i_0 / b : es el volumen por unidad de longitud, l/m .

Productividad de pasaporte según factores de fuerza y gráficos de uso

Al conocer la longitud l el ángulo de inclinación α ; los datos técnicos de la instalación (velocidad de movimiento, potencia, resistencia del órgano de tracción) podemos calcular Q_p . La tarea comienza con el cálculo de la carga unitaria q , con la cual se obtiene el límite de resistencia del órgano de tracción y el límite de la potencia del motor, a partir de q utilizando la ecuación (1.8) calculamos Q_p .

Si trabajamos utilizando toda la potencia del motor, o toda la resistencia del órgano de tracción, aumentando la longitud de transportación, llegaremos al punto en el cual sólo podremos trabajar con el transportador vacío, debido a que la potencia instalada nada más alcanza para mover al órgano transportador.

En ese caso, llamaremos l_v , a la longitud del transportador sin carga, de este modo podemos plantear que, para que pueda llevarse alguna carga q , tiene que cumplirse la siguiente condición:

$$l < l_v$$

Donde:

l : es la longitud arbitraria menor que l_v en metros, por eso podemos plantear que la carga útil q puede aumentar disminuyendo l , en otras palabras, que la productividad, según los factores de fuerza, aumenta con la disminución de la longitud (ver Figura 1.1 d).

La tarea que hemos expuesto con anterioridad se resuelve por el método de ensayo y errores (por tanteo), se establece la productividad arbitraria Q_p , se realiza el cálculo de tracción y se controla la potencia del motor y la reserva de la resistencia del órgano de tracción.

La curva ABC (Figura 1.3 d) representa la dependencia entre Q_p y la longitud de transporte, al tomar en cuenta los factores de fuerza y la capacidad del órgano transportador. En la sección AB, Q_p se determina según la capacidad del órgano transportador y no depende de la longitud. En la sección BC se determina por los factores de fuerza y depende de su longitud.

A veces en los manuales de las máquinas los gráficos de uso se dan en otras coordenadas: l , en función de b , para varios valores de Q_p (ver Figura 1.1 c).

Productividad nominal según la productividad del frente, sección, nivel o mina

Conocemos la productividad A de un turno, t/turno ; el tiempo establecido para un turno de trabajo, T_{wr} , horas; se necesita determinar Q_p , t/h .

La productividad media en un turno, según el tiempo operativo planificado serán:

$$Q_m = \frac{A}{t_{o,p}}, \quad t/h \quad (1.17)$$

Donde:

$T_{o,p} = T_{wr} - T_{p,p}$: y es tiempo operativo planificado;
 $T_{p,p}$: paradas planificadas durante el turno, que consisten en la suma del tiempo en operaciones preparatorias y finales (recepción y entrega del turno, revisión, engrase, pequeñas reparaciones corrientes a la maquinaria, abastecer a las locomotoras o camiones, operaciones extras, paradas del frente, paradas inevitables tales como: carga y explosión de los barrenos, ventilación reglamentaria, etcétera).

Aquí no se incluyen las pausas relacionadas con la tecnología del trabajo de las máquinas de transporte, como son: trabajos de maniobra, carga de vagones, enganche y desenganche del tren, espera de señales entre otros. Comúnmente el valor de $T_{p,p}$ oscila entre 25 y 45 minutos.

Consideramos la productividad de cálculo, la máxima posible del flujo.

$$Q_{m\acute{a}x} = \frac{KA}{t_{o,p}}, \quad t/h \quad (1.18)$$

Donde:

K : es el coeficiente de irregularidad de la carga.

$$K = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{Q_m} = \frac{Q_{m\acute{a}x} t_{o,p}}{A} \quad (1.19)$$

El coeficiente de irregularidad, toma en cuenta todas las pausas inesperadas y el trabajo en vacío de la instalación.

La irregularidad del frente sólo puede determinarse por vía experimental; sin embargo, el resto de los eslabones puede determinarse, tanto, experimental como teóricamente.

La determinación práctica de la irregularidad se realiza por medio de volúmenes, o por intervalos de tiempo regulares.

En el primer caso, se mide el tiempo de carga de cada volumen regular (por ejemplo, vagoneta o vagón), se determina la productividad media en la carga de un volumen regular Q_m y su desviación medio-cuadrática F_q .

Entonces:

$$K = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{Q_m} = \frac{Q_m + F_q}{Q_m} = 1 + \frac{F_q}{Q_m} \quad (1.20)$$

Al medir el tiempo de carga de la primera y segunda vagoneta, no se puede establecer el valor de la productividad instantánea, sino solamente el valor medio, según la carga de cada vagoneta en total; en lugar del flujo real de las cargas (ver Figura 1.2 a), se obtiene el flujo de la Figura 1.2 b promediado según los volúmenes regulares, cuya irregularidad es menor que en la realidad.

Durante la promediación de la productividad, según los intervalos de tiempo, se mide la carga en intervalos de tiempo iguales t , utilizando pesas en los transportadores, los diarios de extracción, etcétera, y con ello se determina el valor medio de la carga G en el intervalo de tiempo t , y su desviación medio-cuadrática F_q , de donde se obtiene:

$$K = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{Q_m} = \frac{G_{m\acute{a}x}/\tau}{G_m/\tau} = \frac{G_{m\acute{a}x}}{G_m} = \frac{G_m + F_q}{G_m} = 1 + \frac{F_q}{G_m} \quad (1.21)$$

En lugar del flujo real, según (Figura 1.3 a), se obtiene el flujo a partir de la (Figura 1.3 b), promediada según el tiempo.

De lo planteado anteriormente, podemos deducir que para un mismo flujo de carga, no hay un solo valor de k , depende del método de medición (volúmenes regulares o intervalos de tiempo), que fluctúa según los fines para que se emplee k .

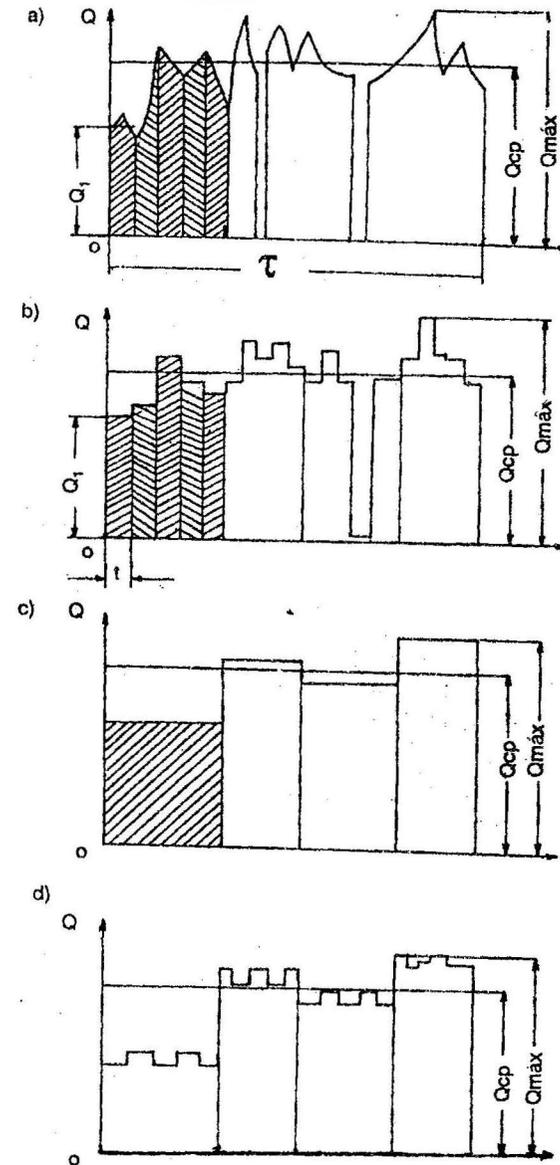


FIGURA 1.2. Variación del flujo de carga en el transportador con medidas de volumen.
 a) Productividad instantánea.
 b) Flujo medido en una vagoneta.
 c) Flujo de cinco vagonetas.
 d) Flujo anterior dividido en 5 vagonetas.

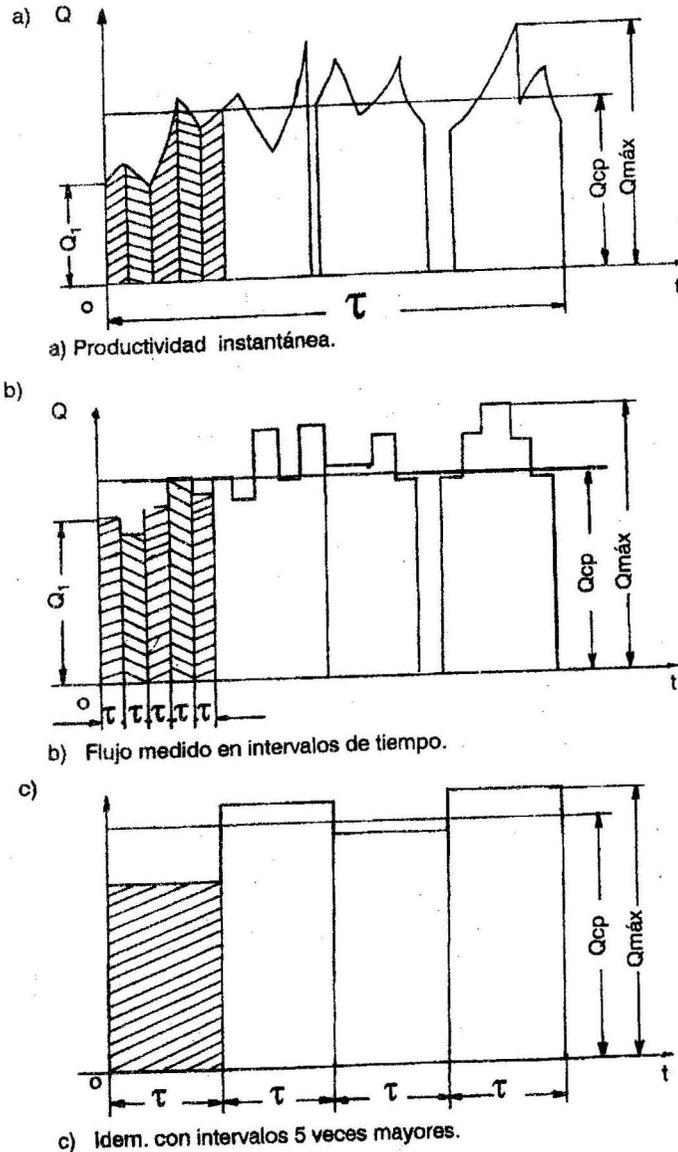


FIGURA 1.3. Variación del flujo de carga del transportador medido en intervalos de tiempo.

- a) Productividad instantánea.
- b) Flujo medido en intervalos de tiempos.
- c) Flujo medido en intervalos 5 veces mayor.

Para el cálculo del transportador, según la capacidad del órgano transportador, es necesario el valor instantáneo (de pico) Q_m (ver Figura 1.2 a), de modo que en ningún punto del transportador la carga se desborde. Por la irregularidad instantánea, se toma k , obtenida según el menor volumen (Figura 1.2 b) o por el menor intervalo (Figura 1.3 b).

Así Q_e (1.18) refleja la productividad máxima disminuida, debido a que se ha cambiado la productividad instantánea, por la promediada, y también porque en las ecuaciones (1.19) y (1.20) la desviación se tomó igual al valor medio cuadrático, y puede ser realmente mayor.

Por eso, para el transportador se admite el flujo real en las fórmulas de la productividad nominal (1.11) y (1.12) y se usan reservas, según los normativos como ϕ y ψ , etcétera.

Para los cálculos de fuerza del transportador, es necesario conocer la capacidad máxima de carga en toda la longitud del mismo y no la cantidad instantánea en algunos de los puntos, es decir, necesitamos conocer k (1.19) determinada con capacidades regulares iguales a las capacidades de la partida. Por ejemplo, para el transporte con locomotoras con capacidades regulares iguales a la capacidad del conjunto.

Para cálculos orientativos, podemos tomar algunos coeficientes de irregularidad, de acuerdo a la Tabla 1.1.

TABLA 1.1. Valores orientativos del coeficiente de irregularidad de las cargas

Condiciones de trabajo	$K\phi$
<i>En minas de carbón:</i>	
Para los frentes	2,0
Con recipientes intermedios	1,5
Para excavaciones	1,5
Inclinadas	1,5
Estaciones de pozo	1,5
<i>En minas metálicas:</i>	
Para los frentes	1,5
Con recipientes intermedios	1,25
En canteras y plantas de beneficio	1,15 a 1,25

Estos normativos existen para las minas cuyas capacidades taradas corresponden a una vagoneta de 1,5 t para minas de carbón, y 4 t para minas metálicas.

En las canteras y plantas de beneficio, los recipientes corresponden a un vagón.

Para cálculos más exactos, se deben usar los datos obtenidos de las prácticas con los flujos en los frentes, para los casos concretos de las unidades productivas, o algo semejante. La irregularidad de los subsiguientes eslabones se puede determinar por cálculo. Con esto, la cadena de transporte se obtiene (estable) según la productividad, entonces, como en los cálculos simplificados, algunos eslabones de la cadena, representan un *cuello de botella*, y el resto tiene una productividad aumentada que no se usa.

Fuerza de tracción para el traslado del órgano de tracción flexible y tensiones en sus secciones

Tensiones en las curvas

La tensión que se produce en las curvaturas está provocada por las resistencias en los bloques, o sea, es la suma de la fricción en los cojinetes y la resistencia de la rigidez. Para las cadenas, lo último se explica por la fricción en las bisagras de la cadena, que surgen debido a la curva relativa de los eslabones, a la entrada o salida del bloque.

Para las bandas y los cables, las resistencias por la rigidez se explican por el hecho de que la energía empleada en doblar estos cuerpos a la entrada, no se devuelve totalmente a la salida cuando se rectifica.

En cualquier forma del lugar de curvatura, las resistencias son proporcionales a las tensiones del órgano de tracción.

Conocemos (Figura 1.4 a y 1.4 b); S_1 , tensión hasta el punto de curvatura, N , α ángulo de giro, radianes.

Necesitamos determinar S_2 y la fuerza de tracción W_{1-2} .

$$S_2 = S_1 k_c g, \quad N \quad (1.22)$$

$$W_{1-2} = S_2 - S_1 (k_c - 1), \quad N \quad (1.23)$$

Donde:

K_c : es el coeficiente de resistencias del punto de curvatura.

Cuando la guía es inmóvil (Figura 1.4 b), según Euler obtenemos:

$$k_c = e^{m\alpha} \quad (1.24)$$

Para los bloques de desviación (Figura 1.4 a) con cojinetes y $\alpha = 180^\circ$ según la práctica se obtiene:

$$k_c = 1,01-1,02 \text{ para bandas y cables.}$$

$$k_c = 1,10-1,15 \text{ para cadenas.}$$

Cálculo del contorno por puntos

Se realiza cuando se puede determinar la secuencia de los puntos de cambio de las condiciones de la tensión. Es necesario enumerar por orden, según el movimiento, comenzando con la tensión S_1 en el primer punto. Se continúa enumerando según los puntos críticos. Debemos conocer las fuerzas de tracción para el movimiento en los tramos rectos, y las características de las resistencias en los tramos curvos. La tarea principal consiste en determinar las tensiones en cada uno de los puntos y el esfuerzo de tracción para el traslado de todos los elementos.

Se conoce: $S_1; W_{1-2}; W_{3-4}; W_{4-5}; N$ (Figura 1.6c)

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} \quad (1.25)$$

Esta expresión es conocida como la fórmula de cálculo del contorno por puntos y puede expresarse de la forma siguiente: *la tensión en el punto siguiente es igual a la tensión en el anterior más la fuerza de tracción entre un punto y otro.*

Al utilizar este principio tenemos:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2};$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3};$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4};$$

$$S_5 = S_4 + W_{4-5};$$

$$S_5 = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-5};$$

$$S_5 - S_1 = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-5} \quad (1.26)$$

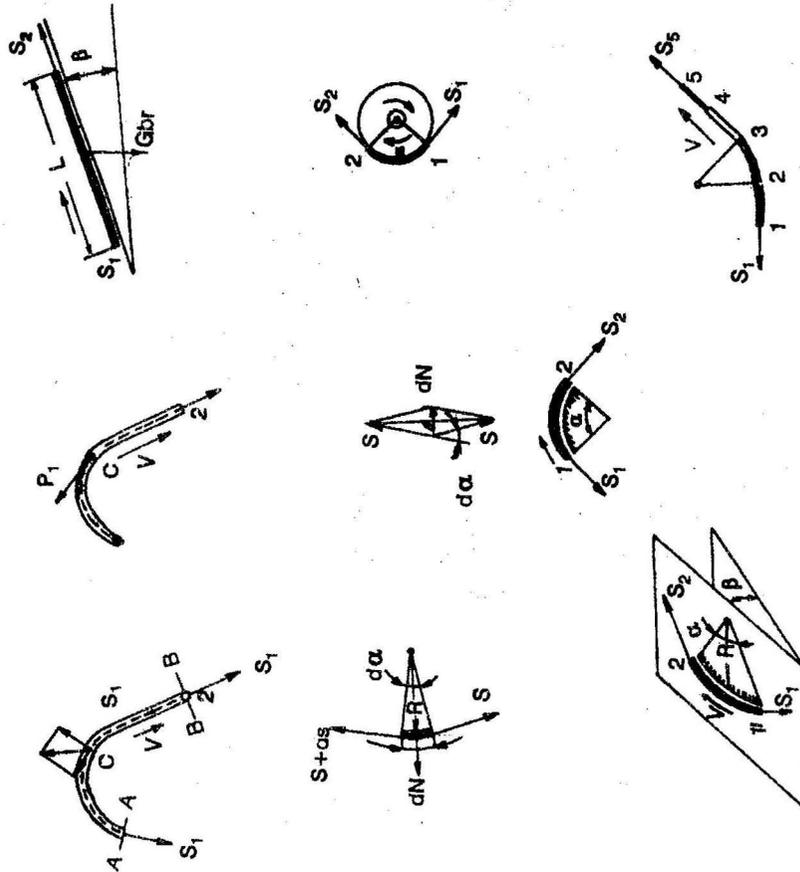


FIGURA 1.4 Esquema de tracción en Armatore Rivuldas

En conclusión, la forma de tracción de la secuencia de la cadena de elementos, es igual a la suma de todas las tracciones de los elementos individuales.

Los valores se colocarán absolutos, ya que el signo está considerado, tanto en las tensiones como en las tracciones.

Si la tensión en alguna de las secciones se obtiene negativa, significa que la tensión actúa en el sentido de la sección y que el órgano de tracción, por tanto, se encuentra comprimido, lo cual no puede suceder. Es necesario aumentar la tensión hasta el momento en que se cumpla con la tensión mínima necesaria.

El diagrama de tensiones al gráfico de las tensiones en función de la distancia, se constituye tomando en cuenta la trayectoria del movimiento desde la salida del equipo motriz, hasta la sección que se considere.

El diagrama sirve como la representación visual de la variación de las tensiones, y en algunos casos puede usarse también como un método de cálculo gráfico.

La base para la construcción del diagrama es el esquema de cálculo de instalación (ver Figura 1.5 a) numerado en los límites de los tramos rectos.

El número 1 le corresponde al punto de salida del equipo, y los números siguientes, se asignarán según la dirección del movimiento del órgano, de tracción.

Cuando existen varios equipos se toma el punto de salida de cualquiera de ellos.

Se supone que tenemos un transportador recto (ver Figura 1.5 a): tomamos en el punto 1 la tensión S_1 y continuamos el cálculo siguiendo el contorno (según el párrafo anterior), obtenemos S_2 , S_3 y S_4 y, además, el diagrama de tensiones será (ver Figura 1.5 b).

Los puntos 1 y 2, 3 y 4, se unen con rectas, ya que la fuerza de tracción en éstas son funciones lineales de la fuerza de tracción entre dos puntos intermedios cualesquiera, en esos puntos aparecen la tensión correspondiente al punto (S_2) y (S_3) que se encuentran en el diagrama de tensiones.

A veces el diagrama de tensiones se construye directamente encima del esquema de la instalación, situando las tensiones según las perpendiculares al contorno (ver Figura 1.5 c).

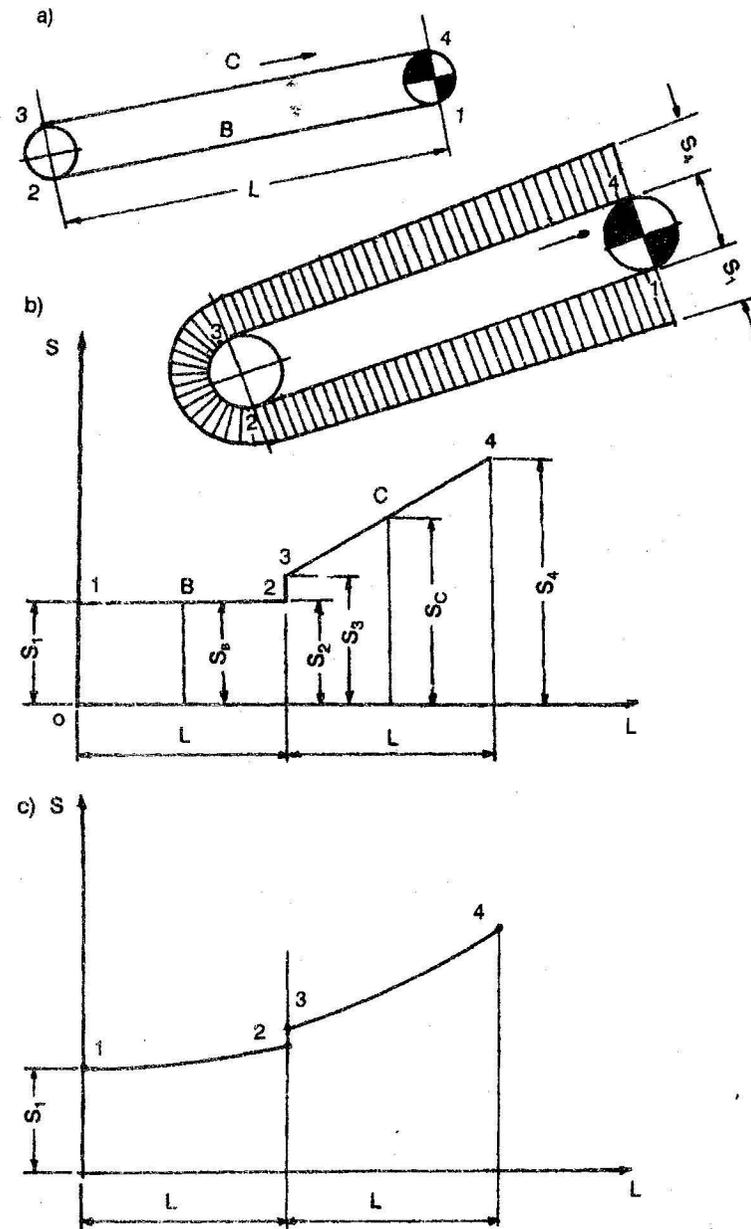


FIGURA 1.5. Diagrama de tensiones.

Fuerza de tracción en el bloque motor y potencia del motor

Al analizar el contorno de un transportador (Figura 1.6 a) y someter el equipo motor o bloque a un análisis detallado, podemos observar lo siguiente:

Tomamos una sección A-A en el bloque motor y de la condición de equilibrio puede plantearse que (ver Figura 1.6 b).

$$W_0 = S_{ent} - S_{sal} \quad (1.27)$$

Donde:

- S_{ent} y S_{sal} : son las tensiones en las ramas de entrada y salida, N;
- W_0 : es la Fuerza de tracción en el bloque motor, o sea, la fuerza aplicada desde este al órgano de tracción.

Se conoce que en el régimen motor $S_{ent} > S_{sal}$ y W_0 es positiva (Figura 1.6 b). Durante el régimen de frenado, $S_{ent} < S_{sal}$ y W_0 es negativa, es decir, actúa en sentido contrario al movimiento (ver Figura 1.6 c).

De la condición de equilibrio en la sección A-A (Figura 1.6 d) y en correspondencia con (1.25) y (1.26).

$$S_4 = S_1 = S_{ent} - S_{sal} = W_0 \quad (1.28)$$

$$W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} = SW \quad (1.29)$$

Es decir, el esfuerzo de tracción del bloque motor es igual a la suma de las fuerzas de tracción de todos los elementos del órgano de tracción.

W_0 , puede calcularse considerando las tensiones dinámicas, o sin tenerlas en cuenta.

Después, si no hay aclaraciones correspondientes, se comprende por W_0 la fuerza de tracción estática del bloque motor y ser diferente por denominación y en esencia a la fuerza de tracción que se emplea para la transportación de alguno de los elementos de la instalación.

Veamos el sistema de equilibrio en el bloque motor (motor-reductor), trasladando todas las fuerzas que actúan en el sistema, para las fuerzas en el bloque y su periferia (ver Figura 1.6 e).

Designemos por:

W : al esfuerzo de tracción del motor;

P : a la fuerza de inercia;

W_h : a las resistencias negativas en el mismo equipo (rigidez del órgano de tracción, fricción en los cojinetes del bloque motor, fricción en el reductor).

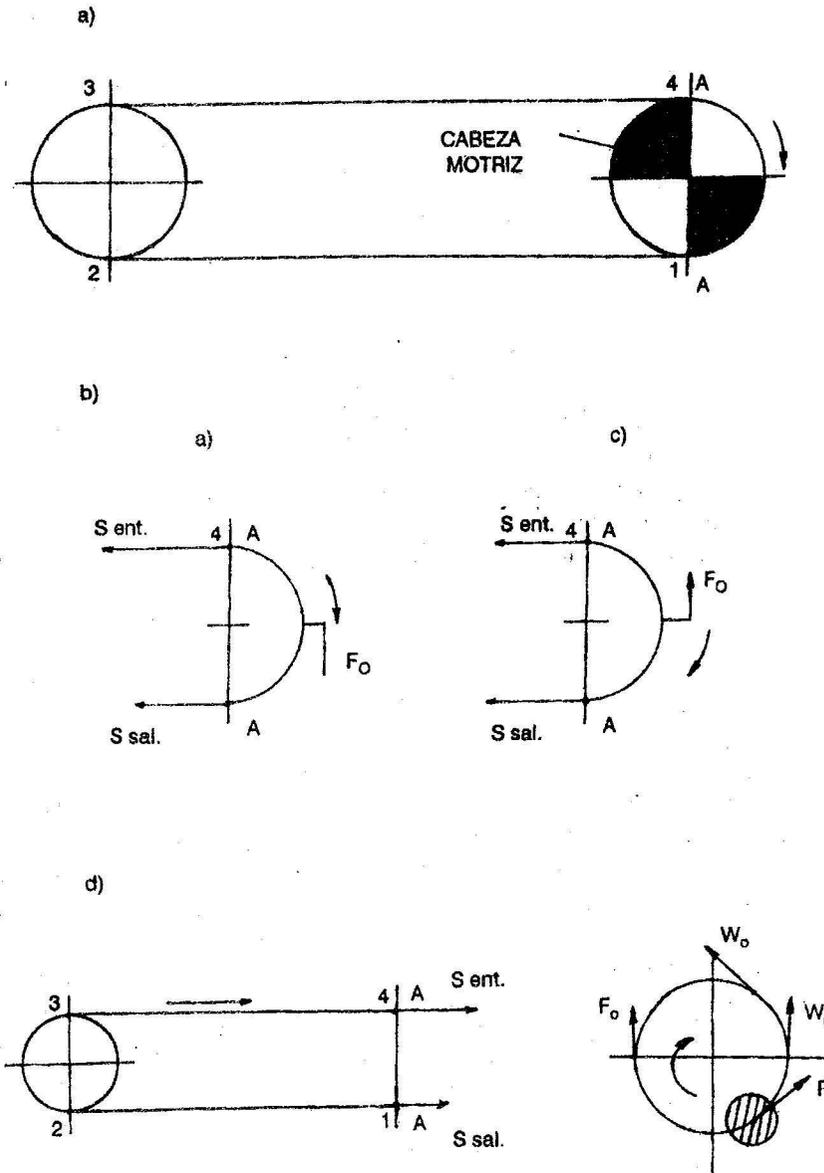


FIGURA 1.6. Esfuerzo de tracción del bloque motor.

De la condición de equilibrio tenemos;

$$W_m - W_0 - W_n - P = W_m - W_0 - W_n - MA = 0 \quad (1.30)$$

$$W_m = W_0 + MA + W_n \quad (1.31)$$

Donde:

A : es la aceleración del órgano de tracción, m/s²;

M : es la masa reducida de toda la instalación, kg · s²/m .

$$M = M_0 \cdot i + \frac{(11-13)(GD^2)i^2}{D_b^2 \cdot g}, \quad \text{kg s}^2/\text{m} \quad (1.32)$$

Donde:

M₀ : es la masa del órgano de tracción y las cargas unidas a él, kg s²/m;

G.D : es el momento torsor del rotor del motor y el acoplamiento, Pa;

i : es el factor de transmisión de los reductores;

D_b : es el diámetro del bloque motor, m;

(1,1-1,3) : es el coeficiente que toma en cuenta la masa del reductor y el bloque motriz.

Tomemos en cuenta W_n conjuntamente con el rendimiento del equipo, de esto se deriva que:

a) Cuando W₀ es positivo y la energía se transmite del motor al bloque y W_n aumenta a W_m, entonces de (1.30) tenemos;

$$W_m = \frac{W_0 + MA}{r} \quad (1.33)$$

b) Cuando W₀ es negativo, la energía se entrega del bloque al motor y W_n disminuye el esfuerzo del frenado del motor.

$$W_m = (W_0 + MA)r \quad (1.34)$$

Donde:

r : es el rendimiento del equipo tomando en cuenta las pérdidas en el bloque motor (rigidez del órgano de tracción, fricción en los cojinetes del bloque) y en el reductor.

La potencia mecánica será:

$$N = \frac{W_m v}{1000}, \quad \text{kW} \quad (1.35)$$

Donde:

v : velocidad lineal del bloque, m/s.

Cálculo de la potencia de un motor asíncrono para intervalos largos de trabajo cíclico

El régimen (Figura 1.7 a) es característico para todas las instalaciones de transporte periódico y para las instalaciones de transporte continuo con flujo irregular de la productividad planificada durante el turno.

Se conoce el diagrama de cargas del motor (Figura 1.7 b) y la velocidad nominal v_n , m/s. Determinamos la potencia nominal N_n en kW.

El motor se elige según la condición de recalentamiento.

$$N = \frac{F_{eq} v_n}{1000} \quad (1.36)$$

Donde:

F_{eq} : es la fuerza de tracción equivalente del motor, N.

La fuerza equivalente, es la fuerza permanente con la que trabaja el motor durante un tiempo (sin pausas), en el cual se calientan los enrollados hasta una temperatura tal, como si los motores trabajasen en un régimen de trabajo real indefinidamente.

$$F_{eq} = \sqrt{\frac{C_1 F_1^2 t_1 + F_2^2 t_2 + \dots + F_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n + C_2 \theta}} \quad , N \quad (1.37)$$

Donde:

F_1, F_2, F_n : son las fuerzas de tracción del motor, N;

t_1, t_2, t_n : son los tiempos que actúan estas fuerzas, s;

θ : paradas durante un ciclo, s;

$C_1 = 2,5-3,0$: es el coeficiente que toma en cuenta el aumento desproporcionado de la fuerza de la corriente durante la arrancada, para motores en cortocircuito. (Se obtiene al dividir el valor de la corriente de arrancada I_a entre el valor del momento, en el mismo instante M_a); para motores con el rotor en fase $C=1$;

$C_2 = 0,25-0,35$: es el coeficiente que toma en cuenta el empeoramiento de las condiciones de enfriamiento durante las paradas, cuando son motores por enfriamiento natural. Para motores con ventilación forzada, $C \approx 1$.

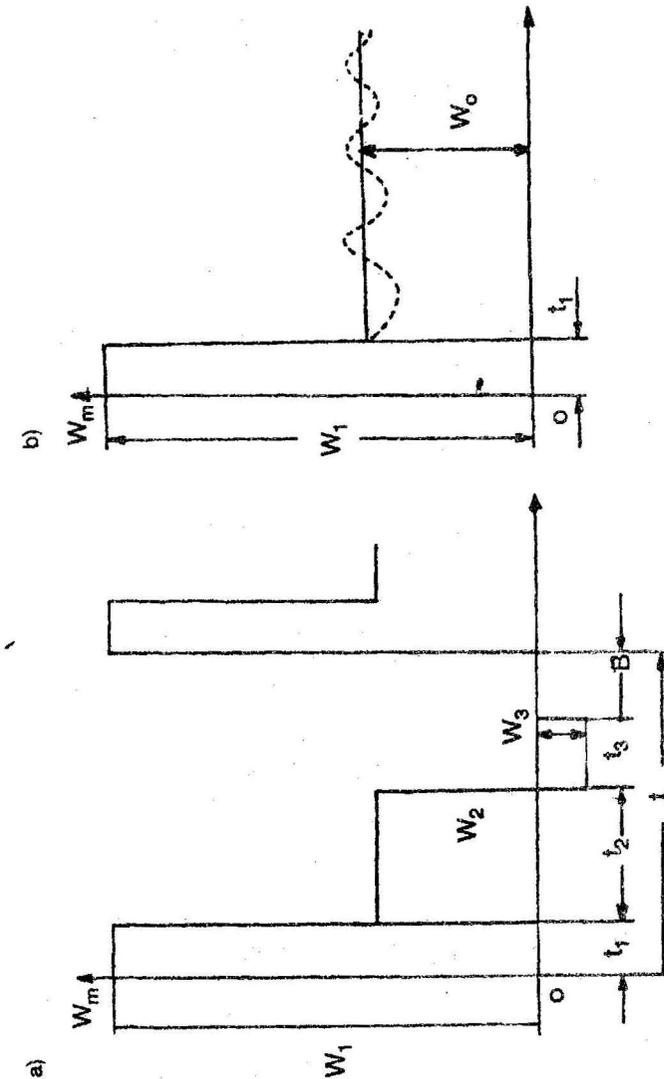


FIGURA 1.7. Diagrama de carga de los motores.

a) Régimen cíclico largo.
b) Régimen largo con carga constante.

Seleccionamos el motor con potencia más cercana por exceso. La potencia tomada para el motor se denomina potencia establecida o nominal, N_n .

El motor seleccionado se controla según su capacidad de recargas.

El valor necesario del momento del motor se determinará por la expresión siguiente:

$$\lambda = 1,25 \frac{F_{m\max}}{F_n} \quad (1.38)$$

Donde:

1,25 : es el coeficiente que toma en consideración la posible caída de la tensión en la red (en 10 %);

$F_{m\max}$: es el esfuerzo máximo de tracción momentánea del motor, N;

F_n : es el esfuerzo de tracción nominal del motor, N.

$$F_n = \frac{1000 N_m}{v_n} \quad , \text{ N} \quad (1.39)$$

Donde:

N_n : es la potencia nominal del motor seleccionado, kW.

Si $F_{m\max}$ se toma para el periodo de arrancada, de la expresión 1,37 se obtiene el valor necesario del momento de arranque; si $F_{m\max}$ tiene lugar con un régimen de trabajo uniforme, entonces 1,37 da el valor necesario del momento máximo del motor.

Para motores asincrónicos los valores comunes del momento máximo oscilan entre (1,8 - 2,2); en el arranque (1,5-2,0); para motores de grúas el valor del momento de arranque es el máximo (2,5-3,5).

Cálculo de la potencia de un motor asincrónico (sincrónico) para intervalos de trabajo largo con una carga constante

El régimen es característico para las instalaciones de acción continua, con un flujo permanente durante el turno.

Se conoce el esfuerzo de tracción F_0 con el flujo de cálculo, v_n , la velocidad nominal del órgano de tracción, m/s. Determinamos la potencia nominal del motor, N_m , kW.

El motor se selecciona según la condición de sobrecalentamiento. El calentamiento complementario durante la arrancada se desprecia y se realiza el cálculo según el calentamiento para el movimiento uniforme.

La productividad real del transportador varía constantemente el esfuerzo del motor.

Se determina el esfuerzo de tracción F_0 , según la productividad en correspondencia con la irregularidad (k), o sea, con el flujo medio, según el tiempo de movimiento de la carga a lo largo del transportador, de ese modo, el esfuerzo de tracción puede considerarse equivalente, y determinarse con el, la potencia de recalentamiento.

Para F_0 positivo:

$$N = \frac{F_0 v_n k}{1000} \quad , \text{ kW} \quad (1.40)$$

Para F_0 - negativo:

$$N = \frac{F_0 v_n k \eta}{1000} \quad (1.41)$$

Donde:

η : es la eficiencia total del equipo;

k : es el coeficiente del régimen, o sea, la relación de la potencia equivalente real, con la potencia determinada, suponiendo que se trabaja continuamente con la productividad de cálculo, con carga en toda la longitud y con la tensión nominal en la red entre otras condiciones ideales.

El coeficiente k (Tabla 1.2) toma en cuenta el cambio de potencia debido al traslado del punto de carga, a lo largo del transportador, pausas, caída de tensión de la red, distribución irregular de las cargas con varios transportadores, etcétera.

En la Tabla 1.2 se muestran las características de los transportadores de movimiento continuo para las condiciones más frecuentes.

TABLA 1.2. Características de las instalaciones de movimiento continuo

Instalaciones	W	k	η
<i>Transportadores de rastras, minas de carbón:</i>			
De un equipo motriz	0,8 - 1,0	0,8	0,82 - 0,87
De varios equipos motrices	0,8 - 1,0	1,0	0,82 - 0,87
<i>Transportadores de bandas:</i>			
De un equipo motriz	0,1 - 0,12	1,0	0,87 - 0,92
De varios equipos motrices	0,1 - 0,12	1,1 - 1,2	0,82 - 0,87
<i>Transportadores de cintas:</i>			
De un equipo motriz	0,1 - 0,12	1,0	0,82 - 0,87
De varios equipos motrices	0,1 - 0,12	1,1 - 1,2	0,82 - 0,87
<i>Vías aéreas de cables (sinfín)</i>	0,08 - 0,1	1,0	0,87 - 0,92

CAPÍTULO II

Teoría de la transmisión del esfuerzo de tracción

Equipo de un tambor

Determinación de la tensión mínima de la banda según la cohesión

Se parte del esquema donde representamos el tambor inductor, contorneado por la banda, la cual se moverá en el sentido que indica la flecha (ver Figura 2.1 a).

Como datos tenemos:

- α_0 : ángulo abrazado, radianes;
- f : coeficiente de fricción entre el tambor y la banda;
- ω : esfuerzo de tracción del tambor.

Se debe determinar la tensión máxima según la cohesión.

Si se rompe la cohesión se pueden presentar dos casos:

1. *Esfuerzo de tracción positiva*. Es cuando la cohesión se rompe, la banda se para y el tambor sigue rotando, lo que equivale a detener el tambor, y la banda se mueve por él, pero en sentido contrario (ver Figura 2.1 b).

Esto satisface la ecuación de Euler, de donde tenemos:

$$S_{ent} = S_{sal} e^{\mu\alpha_0} = S_{sal} A \quad (2.1)$$

Donde:

$A = e^{\mu\alpha_0}$: es el factor de tracción del equipo, o sea, la relación entre las tensiones de las ramas cuando se rompe la cohesión.

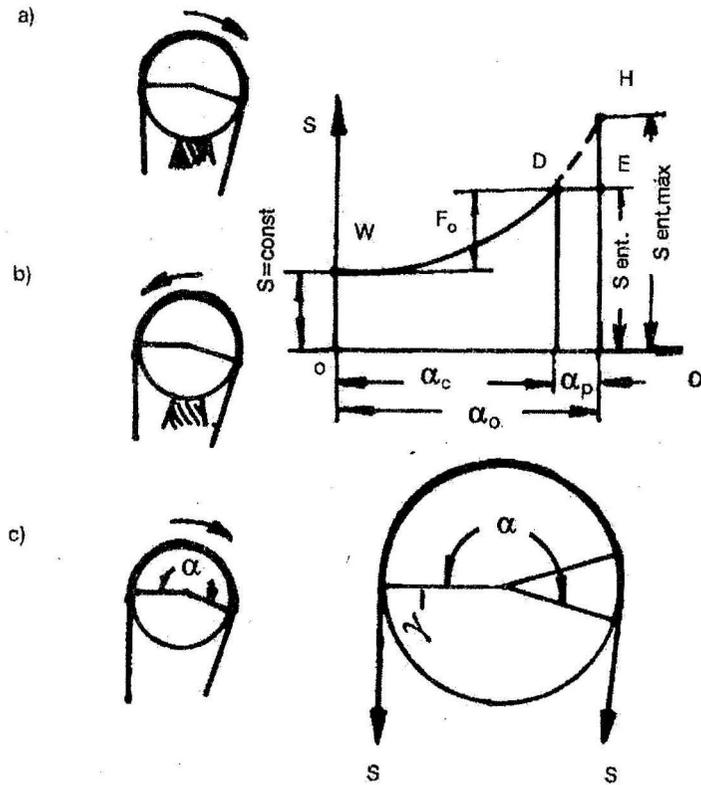


FIGURA 2.1. Tambor abrazado por la banda transportadora.

Sabemos que:

$$\omega_0 = S_{ent} - S_{sal} = S_{sal} (e^{\mu\alpha_0} - 1) \quad (2.2)$$

$$S_{sal} = \frac{\omega_0}{e^{\mu\alpha_0} - 1} \quad (2.3)$$

La fórmula anterior nos da la tensión cuando se rompe la cohesión. Para que la cohesión no se rompa, es necesario aumentar la tensión de salida.

$$S_c = S_{sal} = \frac{kt \cdot \omega_0}{e^{\mu\alpha_0} - 1} \quad (2.4)$$

Donde:

$Kt=1,2-1,3$: es la reserva de la capacidad de tracción del equipo.

2. *Esfuerzo de tracción negativa*. Cuando se rompe la cohesión el tambor se detiene y la banda resbala por él (ver Figura 2.1 c).

$$S_c = S_{ent} = \frac{|\omega_0| kt}{e^{\mu\alpha_0} - 1} \quad (2.5)$$

Conjuntos motores de los transportadores de banda

Sobre la transmisión del esfuerzo de tracción entre un cuerpo rígido y uno flexible, escribió desde el siglo XVIII el conocido científico Euler: «considerando la banda como un elemento no estirable, entonces, para cualquier elemento de ésta en contacto con el tambor, debe existir una desigualdad, que sin considerar las fuerzas de inercia, tienen el siguiente aspecto:

$$MSd\alpha > ds \quad (2.6)$$

Donde:

M : es el coeficiente de fricción entre la banda y el tambor;

S : es la tensión de la banda en el punto dado;

d : es el elemento del ángulo abrazado, tomado en el sentido de rotación del tambor.

Al integrar esta desigualdad por todo el ángulo abrazado, obtenemos:

$$\frac{S_{m\acute{a}x}}{S_{m\acute{i}n}} < e^{\mu\alpha} \quad (2.7)$$

Donde:

$S_{m\acute{a}x}=S_{ent}$: es la tensión máxima de la banda en el tambor;

e : es la base de los logaritmos;

α : es el ángulo abrazado entre la banda y el tambor, radianes.

Las fórmulas anteriores constituyen aproximadamente la base de la teoría de la fricción entre los cuerpos flexibles. Estas fórmulas son exactas solamente en

el caso de una cuerda sin fin no extensible y absolutamente flexible, todo lo cual no es cumplido por la banda. Más tarde se comprobó que la fuerza de tracción se manifiesta solamente en los límites del ángulo de resbalamiento (ángulo de trabajo) α , así la ecuación de Euler toma el siguiente aspecto:

$$\frac{S_{m\acute{a}x}}{S_{m\acute{i}n}} < e^{\mu\alpha t} \quad (2.8)$$

Existe un conjunto de ecuaciones diferenciales que toman en cuenta la influencia de la velocidad relativa del resbalamiento, rigidez de la banda, etcétera.

Las fórmulas anteriores pueden tomarse como base para los cálculos ingenieriles prácticos. Así podemos considerar:

$$S_{m\acute{a}x} = S_{m\acute{i}n} + W_0 \quad (2.9)$$

Donde:

W_0 : es el esfuerzo de tracción:

$$W_0 = S_{m\acute{a}x} - S_{m\acute{i}n} \quad (2.10)$$

ó : usando la fórmula (2.8) podemos obtener:

$$W_0 = S_{m\acute{i}n} (e^{\mu\alpha t} - 1) \quad (2.11)$$

De este modo, la fuerza de tracción necesaria que se determina por la suma de todas las resistencias al movimiento, las cuales dependen del peso del material transportado, puede alcanzarse aumentando la tensión mínima, o de la rama vacía $S_{m\acute{i}n}$ o con el aumento del factor de tracción $e^{\mu\alpha t}$.

Partes componentes y esquemas de los conjuntos motores

Los componentes principales de los conjuntos motores de los transportadores de banda son: los motores eléctricos, los reductores y los tambores que soportan y mueven la banda, formando la propiamente dicha estación motriz.

Además, al equipamiento de estos conjuntos pertenecen los acoplamientos, los equipos de frenado, dispositivos para la limpieza de la banda, así como los dispositivos eléctricos.

Según la cantidad de tambores motores, los conjuntos pueden ser de uno o dos tambores, a veces, cuando se necesita entregar una gran fuerza de tracción se colocan tres motores en la estación motriz (Figura 2.2) los cuales se toman del mismo tipo y potencia con el objetivo de unificar los motores y los reductores.

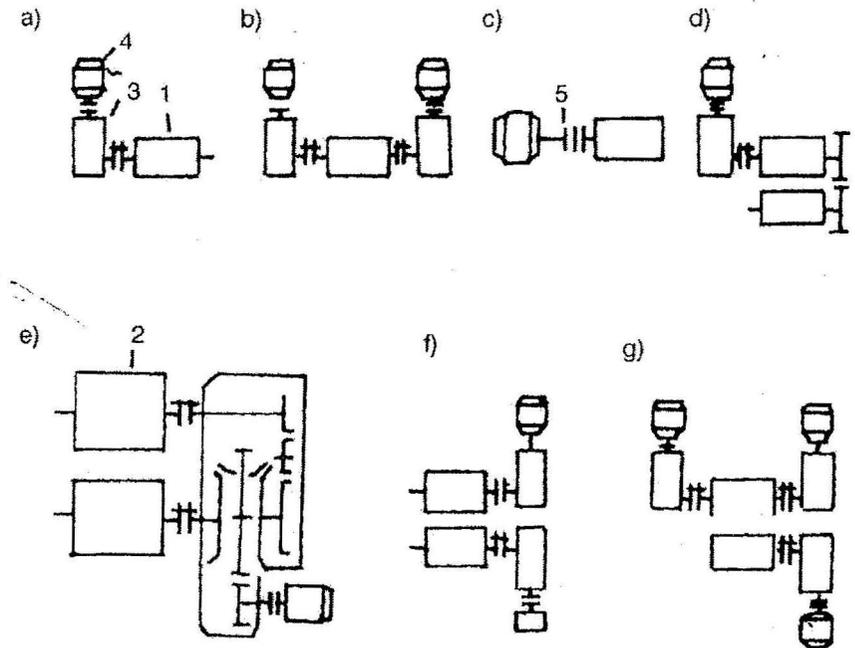


FIGURA 2.2. Esquema de distribución de los motores en estaciones de uno y dos tambores.

- 1,2 : Tambores motores.
- 3 : Reductor.
- 4 : Motor.
- 5 : Acoplamiento electromagnético.

Los tambores motores deben tener dimensiones en dependencia de las dimensiones de la banda. Los diámetros mínimos, según el tipo de banda son:

Bandas de tejidos de algodón vulcanizados, $D_i = (100-150)i$, mm.

Bandas sintéticas, $D_i = (150-300)i$, mm.

Bandas con cables, $D_i = (250-500)dc$, mm.

dc = diámetro del cable, mm.

Los tambores de desviación se emplean con un 20-30 % menos del diámetro de los motores.

El ancho de los tambores fluctúa entre 150 y 200 mm mayor que el ancho de la banda. Cuando se emplea un tambor muy pequeño, la banda se deteriora rápidamente, debido a las altas tensiones desviantes empleadas en el pando de la misma.

Constructivamente, los tambores pueden ser lisos (acero o hierro fundido) o para aumentar la fricción, cubiertos en su superficie con materiales que consigan esta propiedad (goma, plástico, etcétera).

Las propiedades de los tambores, en cuanto a su facilidad en la rotación, deben ser similares a los que ya hemos estudiado de los rodillos.

En los transportadores no muy largos se instalan a veces electrotambores. Este tipo de tambor se fabrica con el objetivo de disminuir las dimensiones de los equipos para transportadores de bandas donde no sea necesaria una gran potencia.

Transmisión del esfuerzo de tracción en la estación motriz

El esfuerzo de tracción que deberá transmitirse a la banda por los tambores motores W_0 , se determina por la suma de las resistencias en toda la longitud del transportador. Debido a que el esfuerzo de tracción se transmite del tambor a la banda por fricción, ésta debe ser estirada con suficiente fuerza para crear el valor necesario de la presión sobre el tambor.

La mayor fuerza de tracción es igual a la diferencia de las tensiones entre la rama de entrada, obtenida de la ecuación de Euler como una igualdad, y la tensión de la rama de salida.

$$W_{0\text{máx}} = S_{\text{entmáx}} - S_{\text{sal}} = S_{\text{sal}} (e^{\mu\alpha} - 1) S_{\text{entmáx}} \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu}} \quad (2.12)$$

De donde:

$$S_{\text{ent máx}} = W_{0\text{ máx}} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (2.13)$$

La banda, vista como un cuerpo elástico, tiene en la rama con mayor tensión (la rama de entrada en caso general) existiendo en ésta un mayor alargamiento con respecto a la rama de salida, tensada con una fuerza menor. Por eso, en el tambor se produce un resbalamiento elástico permanente de la banda, en el sentido de la menor tensión a la mayor; trayendo como consecuencia un gran desgaste de la misma y la superficie del tambor, sobre todo cuando está cubierto por materiales blandos.

Por todo lo anteriormente expuesto, podemos decir que el ángulo de contacto total con el que se abraza la banda al tambor, no transmite esfuerzo, llamémoslo α_t (Figura 2.2 d) o sea, que el mismo está dividido en dos, en uno no se transmite esfuerzo alguno y es conocido por el ángulo de reposo, α_r , y otro en cuyo espacio de contacto se transmite todo el esfuerzo existente, este es conocido por ángulo de trabajo o ángulo de fricción α_f .

De la relación α_f/α , surge la reserva de las fuerzas de fricción que caracteriza la seguridad contra el patinaje de la banda sobre el tambor cuando el ángulo de trabajo crece hasta ocupar todo el ángulo de abrazado, entonces se rompe la cohesión y comienza a patinar la banda.

En el tambor motor, el aumento de la tensión de la banda del punto de salida al punto de entrada se produce según una función exponencial. El valor de esta tensión S_1 en cualquier punto intermedio C (Figura 2.3) determinado por el ángulo α_1 , se halla por la siguiente ecuación:

$$S = S_{\text{sal}} e^{\mu\alpha_1} \quad (2.14)$$

Si la fuerza de tracción W_0 es menor que $W_{0\text{ máx}}$, determinada por la ecuación (2.12), entonces, manteniendo la tensión en la rama de salida S_{sal} constante, obtenemos por analogía:

$$S_{\text{ent}} = S_{\text{sal}} e^{\mu\alpha_1} \quad (2.15)$$

$$W_0 = S'_{ent} - S_{sal} (e^{\mu \alpha_1} - 1) = S_{ent} \frac{e^{\mu \alpha_1} - 1}{e^{\mu \alpha}} \quad (2.16)$$

En el ángulo en el cual crece la tensión desde el punto de salida se obtiene:

$$\alpha' = \frac{1}{M} \frac{S_{ent}}{S_{sal}} \quad (2.17)$$

En la parte restante del ángulo abrazado $\alpha - \alpha'$, llamado ángulo de reposo la tensión del órgano de tracción mantiene su significado S_{ent} . Por consiguiente todo el esfuerzo de tracción se manifiesta en el ángulo α' , y como consecuencia del aumento de la tensión de la banda, se produce la deformación elástica y el resbalamiento elástico de la banda por el tambor, y el ángulo $\alpha - \alpha'$, se mantiene sin trabajar, y por ende, no existe allí resbalamiento.

Cuanto mayor sea la diferencia $\alpha - \alpha'$, tanto mayor será la reserva de la fuerza de fricción k con relación al esfuerzo de tracción. El valor de k se determina con la misma tensión de salida S_{sal}

$$K = \frac{W_0 \text{ máx}}{e^{\mu \alpha} - 1} \quad (2.18)$$

Para $\alpha_1 = \alpha \dots k=1$ y no hay reserva de fuerza de fricción.

Para $\alpha_1 > \alpha \dots k < 1$, o sea, la fuerza de fricción con el tambor es insuficiente para transmitir el esfuerzo de tracción W_0 , y toda la banda resbala en el tambor.

El coeficiente de cohesión entre la banda y el tambor no permanece constante y varía en los dos sentidos, a partir de su valor intermedio. Por eso, en los cálculos debe considerarse alguna reserva de la fuerza de fricción (alrededor de 1,15-1,20), aunque en la práctica esto se obtiene tomando un coeficiente de cohesión un poco disminuido.

El valor del coeficiente de cohesión de la banda con el tambor depende del estado y calidad de la cubierta de los mismos, y de la presión entre éstos; e en gran medida también del estado de la atmósfera externa, principalmente de la humedad y el polvo del ambiente (ver Tabla 2.1).

TABLA 2.1. Valores de $A = E^{W_0}$ en dependencia del estado de la atmósfera y el material del tambor

Material	Estado de la atmósfera	Coeficiente μ	Ángulos de contactos en grados y radianes																	
			180	210	240	300	360	400	420	450	480									
Hierro fundido o acero Con cubierta de madera o de goma	Muy húmeda	0,10	3,14	3,66	4,19	5,24	6,28	7,0	7,33	7,85	8,38	2,32	2,19	2,08	2,02	1,87	1,69	1,52	1,44	1,37
	Muy húmeda	0,15	1,60	1,73	1,87	2,19	2,57	2,87	3,00	3,25	3,51	3,51	3,25	3,00	2,87	2,57	2,19	1,87	1,73	1,60
Hierro fundido o acero Con cubierta de madera o de goma	Húmeda	0,20	1,87	2,08	2,31	2,85	3,51	4,04	4,33	4,84	5,34	4,84	4,33	4,04	3,51	3,51	2,85	2,31	2,08	1,87
	Húmeda Seca	0,25	2,18	2,49	2,85	3,70	4,81	5,75	6,25	7,05	8,17	8,17	6,25	5,75	4,81	4,81	3,70	2,85	2,49	2,18
Hierro fundido o acero Con cubierta de goma estriada	Húmeda	0,30	2,57	3,00	3,51	4,81	6,59	8,17	9,02	10,50	12,35	9,02	7,05	6,59	5,75	4,81	4,81	3,51	3,00	2,57
	Seca	0,35	3,00	3,61	4,33	6,27	9,02	11,62	13,01	15,60	18,78	13,01	10,50	9,02	7,05	5,75	4,81	4,33	3,61	3,00
Con cubierta de goma plana Con cubierta de goma estriada	Húmeda	0,40	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,41	18,77	23,00	28,56	18,77	16,41	12,35	10,50	8,17	6,59	5,34	4,33	3,51
	Seca	0,40	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,41	18,77	23,00	28,56	18,77	16,41	12,35	10,50	8,17	6,59	5,34	4,33	3,51

La cuestión sobre el tipo de equipo (según la cantidad de tambores motores) se resuelve cada vez por la vía de cálculos técnico-económicos.

En los transportadores con una estación motriz de un solo motor, es deseable con un factor de tracción limitado, comúnmente es necesario, según se observa en la fórmula (2.7), aumentar el valor de S_{sal} con el objetivo de satisfacer el esfuerzo de tracción W_0 . La tensión S_{sal} puede aumentarse, aumentando la fuerza de tracción en la estación de tensión, lo que trae un aumento de la tensión de entrada en la banda S_{ent} con la cual se realiza el cálculo de su resistencia.

Equipos de dos tambores motores con unión rígida entre ellos

El factor de tracción del equipo motor puede ser elevado aumentando el coeficiente M de fricción y el ángulo abrazado, por lo cual se emplean equipos con dos tambores.

Veamos el caso en que ambos tambores giran con la misma velocidad angular (ver Figura 2.2 d).

- a) Determinación de la tensión mínima de la banda según la cohesión. A partir del esquema de la (Figura 2.3 a). $W_0 = W_0 = S_{ent} - S_{sal}$ o sea el esfuerzo de tracción general del equipo positivo, cuando se rompe la cohesión de la banda, esta se detiene, lo que equivale a detener los tambores y que la banda se deslice por ellos, pero en sentido contrario (ver Figura 2.3 b), entonces por la fórmula de Euler tenemos:

$$S_2 = S_1 e^{\mu\alpha_2} \tag{2.19}$$

$$S_1 = S_2 \tag{2.20}$$

$$S_1 = S_1 \cdot e^{\mu\alpha_1} = S_2 e^{\mu\alpha_1} = S_2 \cdot e^{\mu(\alpha_1 + \alpha_2)} \tag{2.21}$$

De donde S_2 se determina con la misma fórmula (2.4) sumando los ángulos abrazados en los tambores.

- b) Distribución del esfuerzo de tracción entre los tambores. Podemos basarnos en la (Figura 2.3 a) y conociendo W_0 , α_1 , α_2 , r_1 , r_2 ; deter-

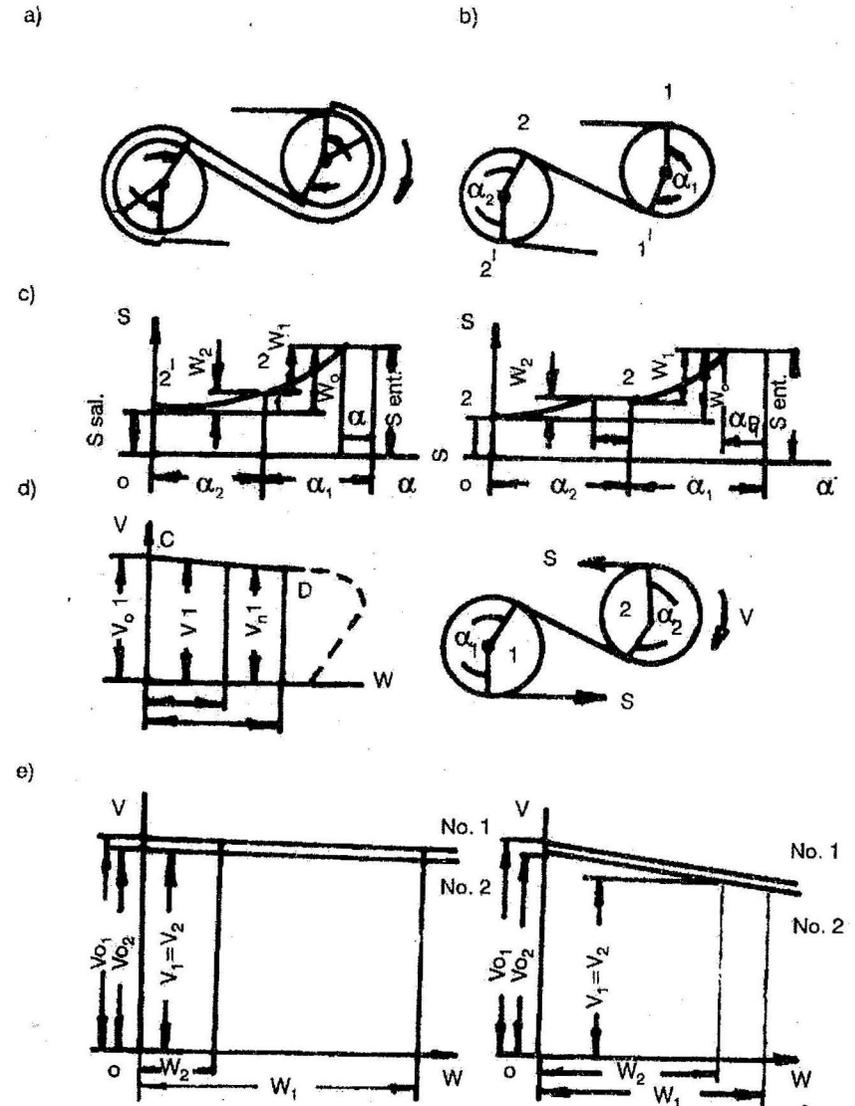


FIGURA 2.3. Transmisión del esfuerzo de tracción por fricción en un equipo de dos tambores.

47

- b) Distribución del esfuerzo de tracción entre los tambores. Podemos basarnos en la (Figura 2.3 a) y conociendo W_0 , α_1 , α_2 , r_1 , r_2 ; determinar $\delta_2 = \omega_2 / \omega_0$, es decir, la parte del esfuerzo de tracción general W_0 , que es entregado al segundo tambor. Determinamos W_2 y según (2,10) y obtenemos con la ruptura de la cohesión:

$$S_{2c} = \frac{\omega_2}{\omega_0} = \frac{S_2 (e^{\mu\alpha_2} - 1)}{S_2 (e^{\mu\alpha_1 + \alpha_2} - 1)} = \frac{e^{\mu\alpha_2} - 1}{e^{\mu(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1} \quad (2.2)$$

Si no se rompe la cohesión, entonces en el punto 1 se obtiene el ángulo de reposo (Figura 2.3 c). Al aumentar ω_0 y sin variar S_{sal} , el ángulo de reposo desaparece; ω_1 aumenta y ω_2 no varía (en el segundo tambor no existe ángulo de reposo y por consiguiente, δ_2 es variable y depende de ω_0).

El equipo con dos tambores es muy susceptible al tamaño y forma de los tambores.

Consideremos la velocidad de la banda en el punto 1 (ángulo de reposo) como v_1 . Si $r_2 = r_1$, entonces por todo el ángulo α_2 la banda resbala debido a que $v_2 < v_1$, la velocidad de los tambores es igual y el tambor 2 alcanza a la banda.

Si $r_2 > r_1$, la velocidad de resbalamiento aumenta. Si $r_2 < r_1$ entonces es disminuye; pero con el aumento de la diferencia entre r_2 y r_1 , la banda alcanza al tambor 2 y pasa al régimen de frenado. Si el tambor no es concéntrico, o no tiene forma redondeada, entonces este suceso se produce periódicamente, dando origen a los saltos de la banda sobre el equipo.

Equipos en Tandem con dos tambores

El equipo de dos tambores con enlace rígido no permite el recubrimiento de los mismos, por lo que su capacidad de tracción no es grande. Para el aumento de la capacidad de tracción se hace necesario recubrir los tambores con material que aumente la fricción, pero es inevitable que haya entonces diferencia entre los diámetros de los tambores, por eso es necesario que puedan girar con diferentes velocidades angulares. Lo más usado en este caso es el equipo en Tandem donde cada tambor está provisto de un motor independiente.

Distribución del esfuerzo de tracción entre los tambores

El esfuerzo de tracción general de ambos tambores (Figura 2.3 a) es positivo, o sea, $\omega_0 = S_{ent} - S_{sal}$; N . Nuestra tarea consiste en determinar la fracción del esfuerzo de tracción total que recibe el primero y segundo tambor cuando trabajan sin que se rompa la cohesión.

Cuando se trabaja sin romperse la cohesión, las velocidades v_1 y v_2 de la banda, en los puntos 1 y 2, se determinan con las velocidades de rotación de los tambores, ya que en ambos puntos hallamos los ángulos de reposo (Figura 2.3 d) α_1 y α_2 .

A continuación transformamos las características mecánicas del motor en características de tracción. Al conocer la dependencia de las velocidades lineales de los tambores con la fuerza de tracción, es decir, dependencia de v_1 con ω_1 para el primer tambor y v_2 con ω_2 para el segundo tambor (Figura 2.3 e).

La velocidad sincrónica de la banda es:

$$V_{01} = \frac{\pi \cdot r_1 \cdot N_{01}}{30 \cdot i_1} \quad (2.23)$$

Donde:

- r_1 : es el radio del tambor número 1, m;
- N_{01}, N_{02} : es la velocidad de rotación sincrónica de los rotores, revoluciones por minutos;
- i_1 e i_2 : es la relación de transmisión de los reductores.

La velocidad de la banda es:

$$V_{n1} = V_{01} (1 - D_{n1}), \quad \text{m/s} \quad (2.24)$$

Donde:

- D_{n1} : es el resbalamiento nominal en los equipos (la suma del resbalamiento del motor y del acoplamiento si se tiene).

El esfuerzo de tracción nominal en el tambor que se analiza será:

$$W_{n1} = \frac{M_{n1} \cdot i_1 \cdot \eta}{r_1} \quad (2.25)$$

Donde:

- M_{n1} : es el momento nominal del motor, kN;
- η : es el rendimiento del equipo (0,87 - 0,92).

De este modo la tarea planteada anteriormente se debe resolver en el siguiente orden:

Consideramos que conocemos ω_1 , entonces, según las características de tracción (Figura 2.3 a) determinamos v_1 , y de ahí calculamos v_2 .

$$v_2 = v_1(1 + e - e) = v \left(1 - \frac{s_1 - s_2}{S_0} \right) \quad \text{w/s} \quad (2.26)$$

Visiblemente podemos plantear que:

$$S_2 - S_1 = W_1 + W_{1-2} \quad \text{N} \quad (2.27)$$

Donde:

$\omega_{1,2}$: es la fuerza de tracción en la sección de la banda entre equipos (desde el punto 1 hasta el punto 2) ver (Figura 2.3 a).

Según v_2 de la característica de tracción del segundo tambor (Figura 2.9 e), determinamos ω_2 . Si hacemos esto analíticamente obtenemos:

$$W_2 = \frac{W_{n2}}{D_{n2}} \left\{ 1 - \frac{V_{01}}{V_{02}} \left[1 - W_1 \left(\frac{D_{m1}}{W_{m1}} + \frac{1}{50} \right) + \frac{W_{1-2}}{S_0} \right] \right\} \quad (2.28)$$

También sabemos que:

$$W_1 + W_2 = W_0 \quad (2.29)$$

Debido a que la distancia entre los tambores es pequeña, $\omega_{1,2} = 0$. Al tomar esto en cuenta y elaborando las fórmulas obtenemos:

$$\delta_2 = \frac{W_2}{W_0} = \frac{W_2}{W_1 + W_2} = \frac{\frac{D_{m1}}{W_{m1}} + \frac{1}{50} + \frac{v_{02} - v_{01}}{v_{02} \cdot W_0}}{\frac{D_{m1}}{W_{m1}} + \frac{1}{50} + \frac{D_{n2}}{W_{n2}}} \quad (2.30)$$

La velocidad en el tambor 2 debe ser mayor para que no se produzca ruptura en la ecuación de continuidad de la banda, y por ende, resbalamientos y contracciones perjudiciales al movimiento y a la vida del órgano de transportación. Este fenómeno se produce debido al estiramiento de la banda hacia el tambor 2.

O sea, α_2 depende de las características de tracción de los tambores, o lo que es lo mismo, de los radios de éstos y las características mecánicas de los motores; de la rigidez de la banda. Si $v_{01} = v_{02}$, entonces depende de la fuerza de tracción general del equipo.

Es evidente que:

$$\delta_1 + \delta_2 = 1 \quad (2.31)$$

Cuando se produzca bajo un régimen frenado no varía; si se varía también la numeración de los tambores, o sea, colocar el 2 donde se encuentra el 1.

Determinación de la tensión mínima según la cohesión

Si $\delta_2 = \delta_{2c}$, entonces la distribución de las cargas entre los tambores es la misma que en el equipo con enlace rígido de los tambores en el momento que se rompe la cohesión. Por eso, la ruptura de la cohesión comienza en ambos tambores simultáneamente y S_c se calcula si tomamos la suma de los ángulos como ángulo abrazado, igual que para el equipo con enlace rígido de los tambores.

Si $\delta_2 > \delta_{2c}$ (lo cual tiene lugar en todos los equipos existentes) entonces el segundo tambor también recibe una gran carga en comparación con $\delta_2 = \delta_{2c}$, la ruptura de la cohesión comienza sólo en el segundo tambor y S_c se halla, no por la falta de cohesión en todo el equipo en conjunto, sino en este último.

$$S_c = S_2 = \frac{w_2 \cdot kt}{e^{\mu\alpha_2} - 1} = \frac{w_{02} \cdot kt}{e^{\mu\alpha_2} - 1} \quad (2.32)$$

Si $\delta_2 < \delta_{2c}$ (este es poco probable, según las observaciones constructivas), entonces el primer tambor lleva una gran carga en comparación con $\delta_2 = \delta_{2c}$ la ruptura de la cohesión comienza solamente en el primer tambor y la tensión, según la cohesión en su punto de salida será:

$$S'_c = S'_1 = \frac{w_1 \cdot kt}{e^{\mu\alpha_1} - 1} = \frac{w_{01} \cdot kt}{e^{\mu\alpha_1} - 1} \quad (2.33)$$

Pero en los cálculos es necesario tener S_2 , entonces, en este caso:

$$S_c = S'_2 = S'_1 - W_2 = \frac{W_{01} \cdot kt}{e^{\mu\alpha_1} - 1} - W_0 = W_0 \left(\frac{W_{01}^{kt} - 2}{e^{\mu\alpha_1} - 1} \right) \quad (2.34)$$

Estaciones de tensión

La estación de tensión se emplea para dar a la estación motriz la fuerza de fricción necesaria, y también para mantener el pandeo de la banda entre los rodillos dentro de los límites permisibles. Existen diferentes tipos, según el lugar donde trabaje.

De acuerdo con el principio de acción, las estaciones de tensión pueden ser rígidas (no regulables) y regulables (automáticas), y combinadas. En las del primer tipo (Figura 2.4), cuando varía el régimen de trabajo del transportador (arrancada, trabajo en vacío, trabajo con carga, etcétera) el tambor de tracción no se traslada y la longitud de la banda se mantiene constante. La tensión en cualquier punto del contorno de la banda varía sin que intervenga la estación, entre las que se cuenta la de tornillo sinfín, la de tambor manual, además, puede tener como ventaja la sencillez, compacticidad y la insensibilidad a la suciedad. Su desventaja principal es el descontrol de la tensión de la banda, la cual trabaja generalmente con tensiones superiores a las necesarias, lo que trae como consecuencia una disminución del plazo de servicio de la banda.

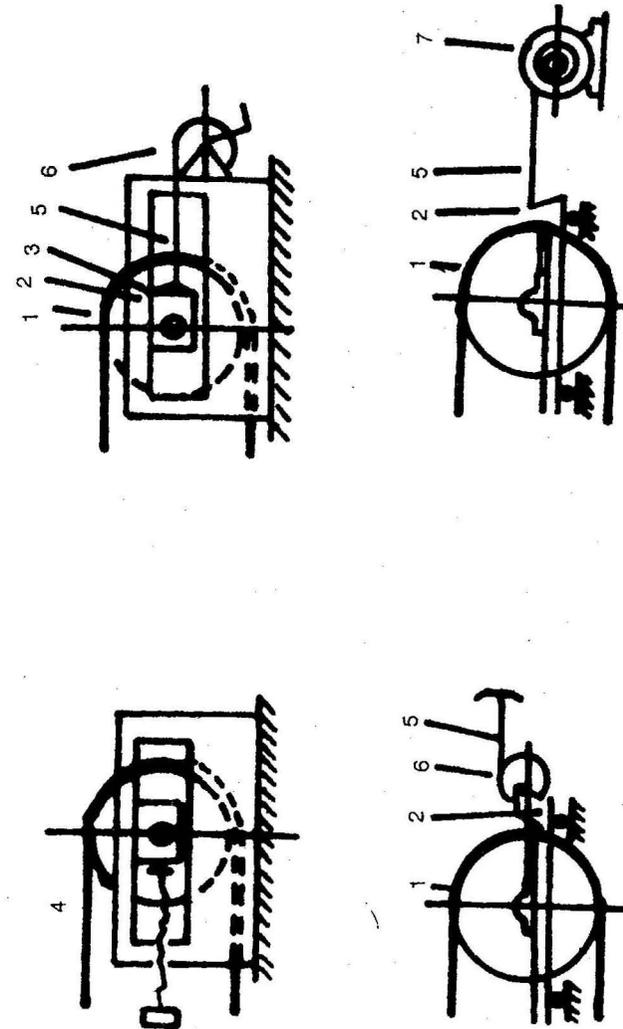


FIGURA 2.4. Esquemas de estaciones de tracción en un equipo de dos tambores.
 a) De tornillo sin fin. b) Con winche manual y bastidor inmóvil. c) Con winche eléctrico y bastidor inmóvil.
 d) Con winche eléctrico y bastidor móvil.
 1. Tambor de tensión./ 2. Bastidor./ 3. Zapata deslizante por el bastidor./ 4. Tornillo/ 5. Cable./ 6. Winche manual./ 7. Winche eléctrico.

En las estaciones regulables o automáticas (Figura 2.5 a), cuando varía el régimen de trabajo del transportador, el tambor de tensión se traslada y la longitud de la banda en movimiento varía.

Una ventaja es la ausencia de tensiones extremas de la banda, otra, la compensación automática de la tensión necesaria; las desventajas fundamentales son la complejidad y dimensiones considerables de su construcción, sensibilidad a la suciedad, potencia considerable del motor de la estación de tensión entre otras.

La estación de tensión combinada trabaja en el período de arrancada como rígida, es decir, que el tambor de tensión antes de la misma se desplaza durante ésta se mantiene en el lugar. Después de terminado el período de arrancada la estación continúa trabajando automáticamente.

Las estaciones de tensión que se emplean en los transportadores subterráneos deben poseer algunas cualidades especiales, tales como: pequeñas dimensiones, cantidad mínima de tambores y dobleces de la banda, y poco tiempo para el proceso de tensado de la banda.

La tensión en las estaciones de tensión automática pueden producirse como una tensión permanente en el lugar de la estación o con dos valores de la misma, uno aumentando durante la arrancada y uno normal durante el régimen uniforme.

Las estaciones que trabajan con una tensión permanente (una o dos según el tipo de equipo, se dividen en: de cargas mecánicas o hidráulicas.

Las estaciones con cargas (Figura 2.5 a) pueden ser simples cuando la carga pende inmediatamente del marco del tambor móvil que se desplaza en cualquier sentido en la rama vacía del transportador. En estas estaciones las pérdidas de fricción son pocas, la tensión de la banda cerca del lugar de la instalación se mantiene constante, con cualquier régimen de trabajo, y será igual a:

$$St = \frac{G_c}{2} \text{ ,kg} \quad (2.35)$$

Donde:

G_c : es el peso de la carga en kg.

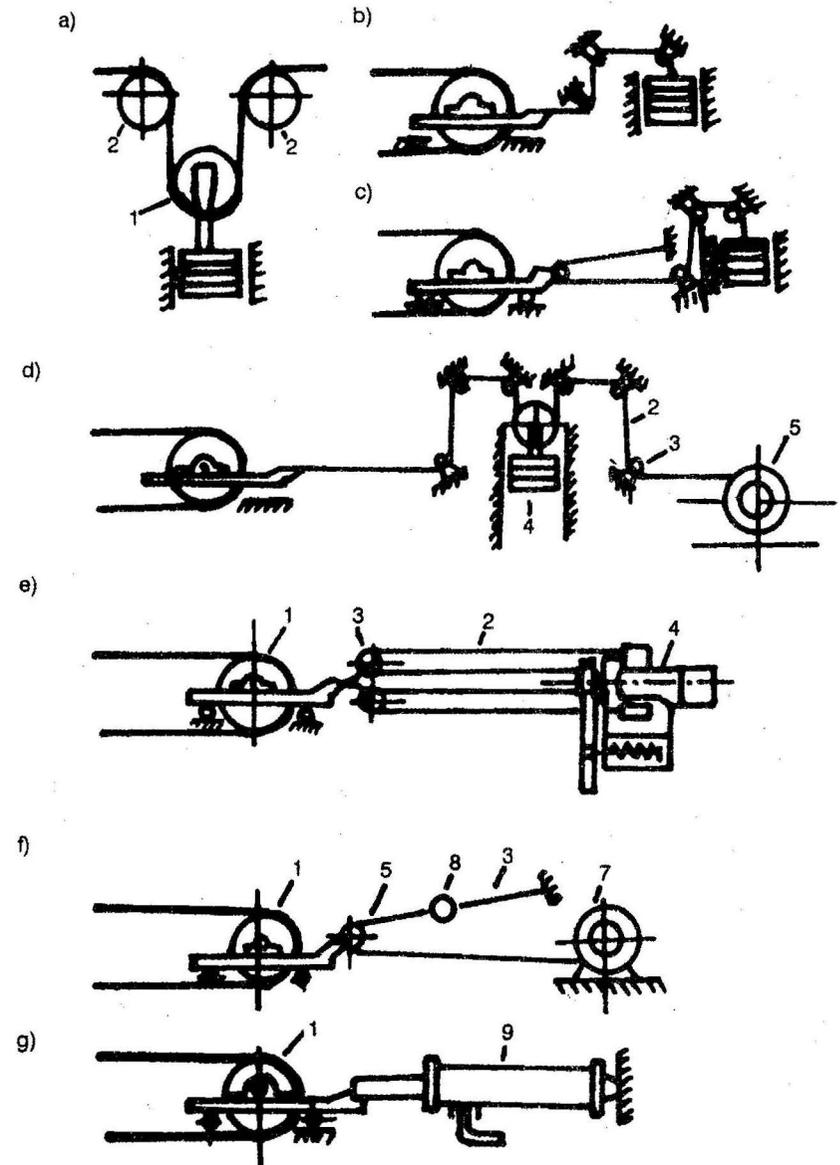


FIGURA 2.5. Estación de tensión automática con winche normal.
a) Plataforma deslizante por grúas.
b) Torre con peso de altura regulable y winche manual.

También existen las estaciones con cargas, pero los tambores de tensión se desplazan horizontalmente por sus guías (con ayuda de una carretilla de rodaje), atraídos por un cable, del cual depende la carga que transmite la tensión a la banda (2.5 b,c) a veces, la posición de la carga es regulada con la ayuda de un winche eléctrico (2.5 d), operado automáticamente en límites determinados; este tipo de estación se emplea en los transportadores de longitud considerable.

Los dos primeros tipos de estaciones de tensión se emplean en transportadores de potencia media y pequeña. Es necesario hacer un análisis de la capacidad de resistencia de la banda y las dimensiones constructivas y en peso, de la estación de tensión.

En las estaciones mecánicas, el tambor de tensión se traslada por medio de winches dirigidos por un sistema de control de la tensión de la banda.

Existen otros tipos de estaciones donde la tensión es controlada por la presión de un muelle o de un émbolo movido por la presión de aceite (hidráulico) (Figura 2.5 e).

Los parámetros fundamentales de las estaciones son: la tensión de la banda (determinada por cálculos); la velocidad de traslación del tambor de tensión (se determina por cálculos) y su carrera. Esta última compensa la prolongación elástica de la banda cuando cambia el régimen de trabajo y el alargamiento residual de la posibilidad de acortar la misma durante el empate después de la ruptura. Cuando hay una carrera corta del tambor de tensión es necesario compensar el alargamiento residual acostando la banda por medio del corte y el empate posterior, cuanto mayor es la carrera, menos frecuentemente es necesario empatar la banda.

Existen normativas que permiten determinar aproximadamente la carrera del tambor de tensión (Tabla 2.2).

TABLA 2.2. Carrera de tambores de tensión

Material de la banda	Forma de empate	Desplazamiento del tambor de tensión, m
Beltting de tejido de algodón	Abisagrado	0,02 L
	Vulcanizado	0,025 L + 0,3
Estructura con cables	Vulcanizado	(0,0025 - 005) L + l _c

Donde:

- L : es la longitud del transportador en m;
- l_c : es la longitud del empate, en m.

Carga de los transportadores

Los transportadores de banda pueden cargar en uno o varios puntos de su longitud simultáneamente. Los puntos de carga se equipan con dispositivos de carga destinados a: proteger la banda de los golpes que producen los pedazos duros al caer sobre ella; proteger al transportador del desbordamiento del material transportado junto a la banda; dirigir el flujo de material de la velocidad de la banda en la zona de contacto; distribuir simétricamente el material (con relación al eje longitudinal) por el centro de la banda, para su paso normal sobre los rodillos.

Las instalaciones de carga pueden ser fijas (estacionarias) o móviles.

La velocidad de salida del material de la tolva de la instalación de carga depende del ángulo de inclinación de su pared posterior α (Figura 2.6) que debe tomarse 10-15° mayor que el ángulo de fricción interna del material transportado. A veces el canalón o la pared posterior del canalón de salida se hace móvil con el objetivo de adaptarlo mejor a las condiciones naturales del material.

Cuando se transportan materiales con la propiedad de pegarse al fondo y a las paredes del canal de descarga, la instalación se provee, generalmente, de un transportador que puede trabajar constante o periódicamente.

Si se transportan materiales abrasivos, donde hay una granulometría mixta de pedazos grandes y pequeños, el fondo del canalón se agujerea y constituye una rejilla (Figura 2.6 b) con el objetivo de que el material grueso encuentre, en su contacto con la banda, una capa de material fino que le sirva de amortiguador, y por tanto, protector.

Para impedir la caída por desbordamiento del material, en el borde inferior inmediato a la banda se coloca una pestaña de goma, que puede ser de la misma banda, la cual debe prolongarse de 1 a 3 m. El ancho de esta parte de la instalación de carga entre bordes es de 60 -70 % el ancho de la banda.

Para proteger la banda contra los golpes de los pedazos y del excesivo desgaste de la superficie de los rodillos en esta zona, éstos se descubren de una gruesa capa de goma blanda, al mismo tiempo, en este lugar se colocan los rodillos bajo una densidad 2-3 veces mayor que en las secciones rectas. Los rodillos se colocan en soportes provistos de muelles y se aumenta el acanalado de la banda de modo que ayude al centrado del material sobre la banda.

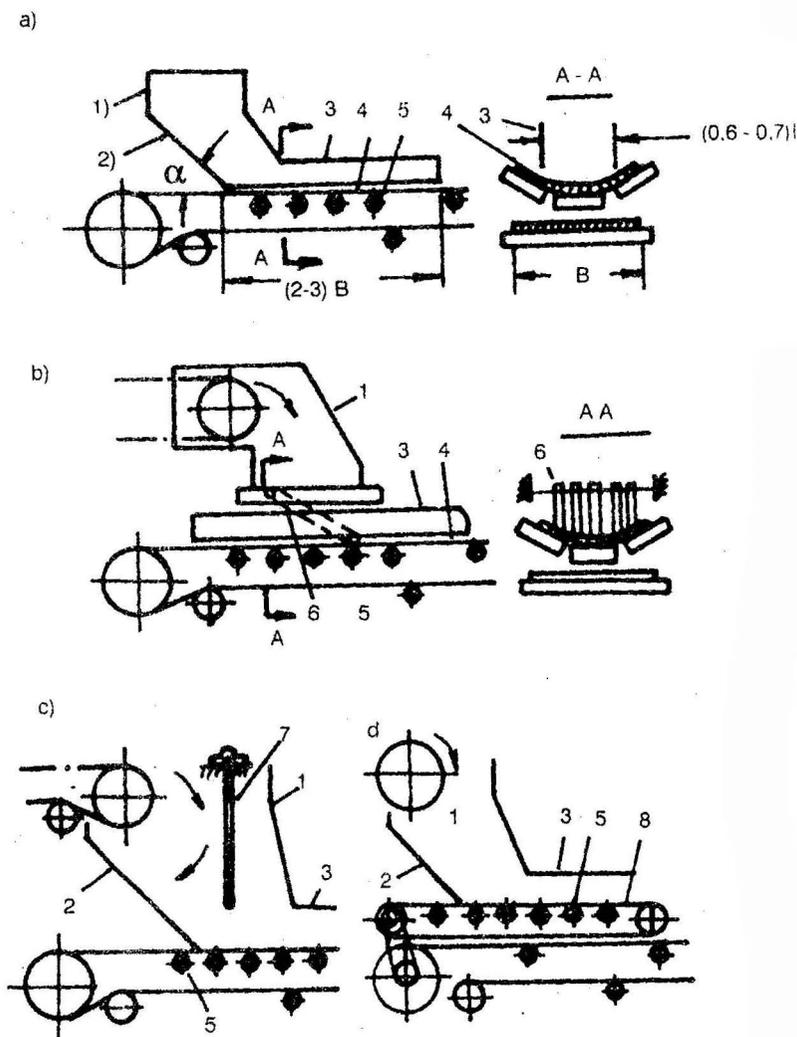


FIGURA 2.6. Esquema de instalaciones de carga.

Descarga de los transportadores

Las instalaciones de descarga deben tener una construcción simple; el menor peso posible; descargar todo el material; no permitir el desbordamiento del material y no provocar el desgaste intensivo de la banda.

La descarga de la banda se realiza a través de uno de los tambores extremos, o en un lugar cualquiera de su longitud.

Junto al tambor de descarga se instala una tolva de recepción cuando se trate del primer caso. En el segundo tipo de transportador se habilita de una instalación de descarga, la cual puede ser estacionaria o móvil en función del tiempo que trabaja en un solo lugar.

Las instalaciones de descarga basándose en cuchillas (2.7) se preparan metálicas y generalmente con una pestaña de la propia banda o de goma, éstas se emplean cuando los materiales no son abrasivos y se usan en bandas planas y de relativamente poca velocidad. Si se utilizan estos desbordadores en bandas acanaladas es necesario colocar una batería de rodillos planos a su paso por el dispositivo, con el objetivo de dar la forma plana en esta zona.

Existen varios tipos de instalaciones de descarga, las cuales deben reunir las condiciones de sencillez en su construcción, poco peso, no permitir el desbordamiento del material y no provocar el excesivo desgaste de la banda.

La descarga mecánica bilateral se emplea cuando es necesario hacerlo en puntos intermedios y no se quiere perjudicar la granulometría del material (ver Figura 2.7 b).

Cuando se trata de materiales abrasivos o en transportadores de gran productividad, se emplea una carretilla de distribución (Figura 2.7 d). Aquí los tambores están montados en un bastidor que se traslada por rieles o por la estructura del transportador. Este tipo de instalación se utiliza con mucha frecuencia y eficacia en los depósitos de homogeneización del mineral, aprovechando la propiedad de moverse en dos sentidos de estos equipos.

Entre los equipos auxiliares de los transportadores se encuentran los atracadores de bandas, los cuales tienen mecanismos especiales para atrapar la banda e impedir que se caiga y se salga de sus guías y apoyos. Cuando se rompe, estos dispositivos tienen instalado un sistema que los hace trabajar toda vez que se parte la banda (Figura 2.8).

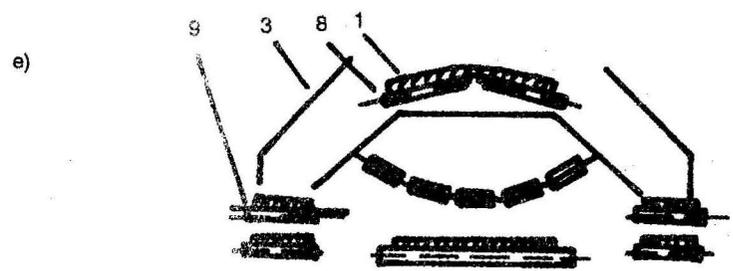
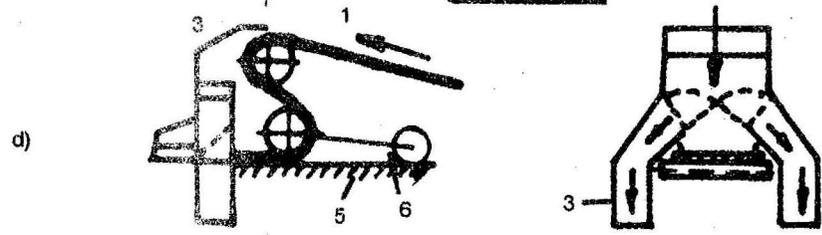
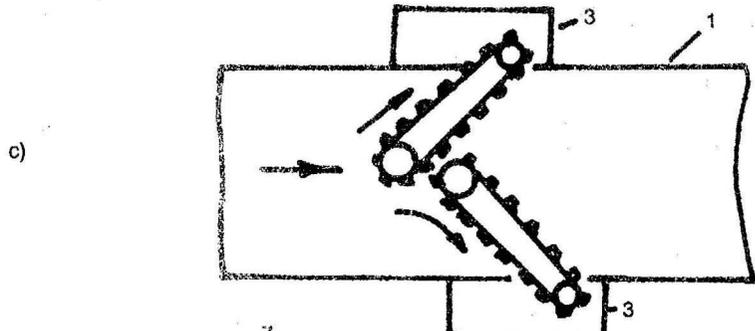
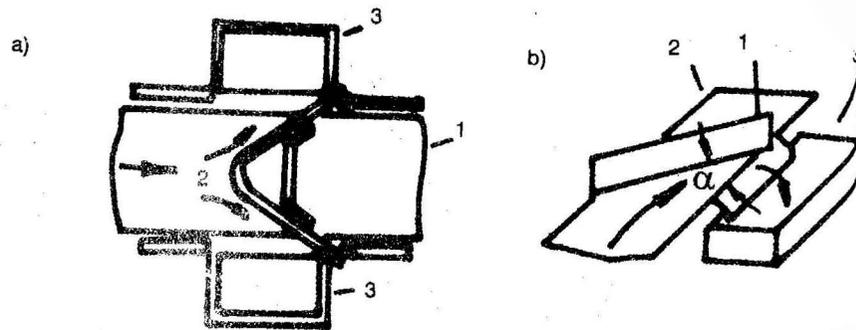


FIGURA 2.7. Esquemas de descarga intermedia.
 a) Cuchilla doble. c) Instalaciones mecánicas.
 b) Cuchilla simple. d) Carretilla de descarga.

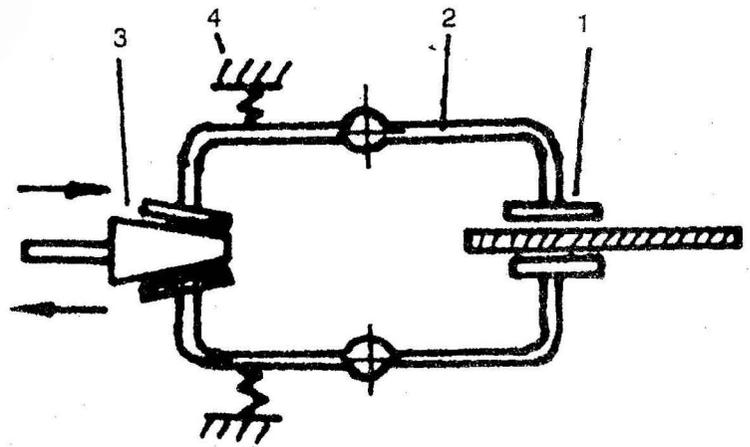
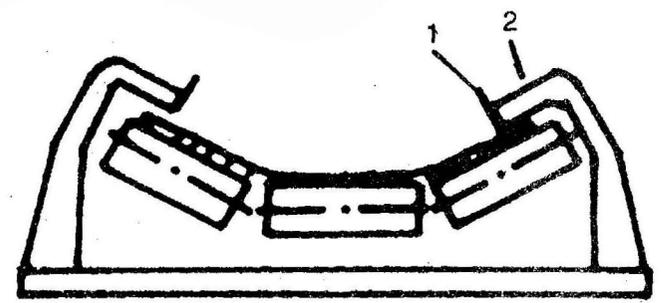


FIGURA 2.8. Esquemas de atrapadores de bandas.
 a) De ángulo.
 b) De cuña.

Los reductores se usan del tipo de engranes cilíndricos y se fijan en la placa lateral del bastidor del equipo. Con el objetivo de compactar el reductor con el motor en los transportadores de un solo tambor, puede mostrarse dentro del tambor motor con los tambores motores y que la transmisión se produzca de un modo suave, se usan los acoplamientos de fricción. Estos acoplamientos pueden ser hidráulicos o electromagnéticos.

Los acoplamientos de fricción garantizan una arrancada suave del equipo y además, prestan una función de seguridad, toda vez que de existir recargas en la línea de transportación, pueden producirse resbalamiento en la transmisión de fuerza sin que peligre la vida de los motores, el acoplamiento absorbe el exceso de energía producida y la disipa en forma de calor.

Los acoplamientos hidráulicos garantizan una arrancada suave cuando los volúmenes de trabajo de las ruedas están llenas de aceite. Los canales existentes entre los álabes de las ruedas de trabajo y la caja con un anillo interno, forman un plano de trabajo en el acoplamiento.

Cuando la (bomba) rueda de trabajo rota, el líquido que se encuentra en la caja de trabajo llega a la rueda que hace de turbina provocado por la fuerza centrífuga que lo lleva desde el centro hasta la periferia de la bomba, acumulando energía cinética del momento del motor.

En la rueda de turbina el líquido se mueve desde la periferia hacia el eje de rotación, cuando esto sucede, la energía del flujo del líquido se convierte en energía mecánica y hace rotar la turbina y el eje conducido. Después de gastada la energía acumulada en la rueda bomba, el líquido de nuevo penetra a las cavidades de la misma.

Debido a que la dirección del aceite en el plano de la rueda turbina es contrario al movimiento de las fuerzas centrífugas de esta rueda, obstaculiza el movimiento del líquido, entonces la circulación del mismo en el acoplamiento es posible solamente cuando existe diferencia en la rotación de las ruedas de trabajo y, aparece por tanto, la fricción o resbalamiento en ese momento. Cuando aumenta la velocidad de circulación, esto va acompañado del aumento del momento entregado al acoplamiento. De este modo, el cambio del momento en la rueda de turbina se produce automáticamente y en correspondencia, la variación del momento de resistencias.

Los frenos son destinados a parar la instalación en un tiempo determinado. En los transportadores inclinados, el freno se utiliza además, para mantener la instalación parada después de haber apagado los motores. El freno se instala en uno de los acoplamientos de la estación motriz, el cual puede ser del tipo

electrohidráulico o electromagnético, que actúa según se encienda o se apague el motor del tambor motor. Las estaciones motrices pueden ser provistas de mecanismos contra el movimiento reversible de la instalación, lo cual es necesario cuando los transportadores inclinados no tienen frenos para fijarlos en una posición determinada. Estos mecanismos algunas veces cumplen un papel de seguridad complementario.

El conjunto motor (motores, reductores, etcétera) va montado sobre un bastidor. Se prepara de laminado de acero. Consta comúnmente de varias partes desmontables para facilitar su traslado, las cuales están fijadas con tornillos, y raras veces soldadas.

Pesas de transportadores

Se utilizan para la determinación automática de la carga, las pesas empleadas en los transportadores en minería deben reunir varios requisitos especiales, como son: protección a la humedad y al polvo, resistencia a las vibraciones de las explosiones, seguridad en el trabajo, etcétera.

El principio de acción de las pesas automáticas que trabajan en el transportador puede ser de pesadas periódicas (sumadoras) y de pesadas instantáneas (integradoras).

Las pesas del primer grupo realizan la pesada en un tramo del transportador, que en un momento dado se encuentra sobre la plataforma especial, montada en el chasis del transportador. Después de un intervalo de tiempo, igual al que demora en pasar el tramo de banda sobre la plataforma, se realiza una nueva pesada y su resultado se suma con el anterior por medio de un contador.

El principio de acción de las pesas integradoras (instantáneas) está basado en lo siguiente: si la carga instantánea es Q , entonces la carga en un tiempo t , será:

$$A = \int_0^t Q dt = 3,6 \int_0^t q \cdot v dt \quad (2.36)$$

Es decir, que la pesa debe medir continuamente la carga unitaria del transportador q ; la velocidad de la banda v ; multiplicar estos parámetros e integrarlo según el tiempo.

CAPÍTULO III

Transporte por gravedad

Generalidades

Este sistema de transporte es el más sencillo y utilizado de todos en cualquier condición de transporte en la minería.

El principio de acción consiste en el resbalamiento del material por superficies inclinadas o la caída libre verticalmente.

Por caída relativamente libre es necesario comprender el movimiento del material cuando cae verticalmente por una instalación o excavación, teniendo contactos momentáneos y casuales con las superficies o con el resto de los pedazos (Figura 3.1).

Cuando el transporte se realiza fundamentalmente con pedazos, el resbalamiento se produce a saltos. Si se produce el transporte con material fundamentalmente masivo, solamente saltan pedazos aislados.

Cada una de estas formas de transporte por gravedad está regida por leyes del movimiento, que influyen en la productividad de pasaporte y la capacidad real de las excavaciones, así como en su desgaste, trituración y formación de tapones del material que se transporta.

El transporte por gravedad se realiza por el piso o suelo, tablas de madera, planchas metálicas planas o con un borde, etcétera.

Las instalaciones que se utilizan pueden ser naturales (pendiente de una loma, excavación abandonada, contrapozos de piqueras, entre otros) o artificiales, canales que pueden ser de madera o metálicos (abiertos o cerrados), tuberías, pendientes helicoidales, pendientes de cascada, etcétera.

La pendiente o ángulo de inclinación que deben tener las excavaciones está determinado por el talud natural del material, grado de trituración, tipo de material, humedad y forma. Esto se refleja a continuación en la Tabla 3.1.

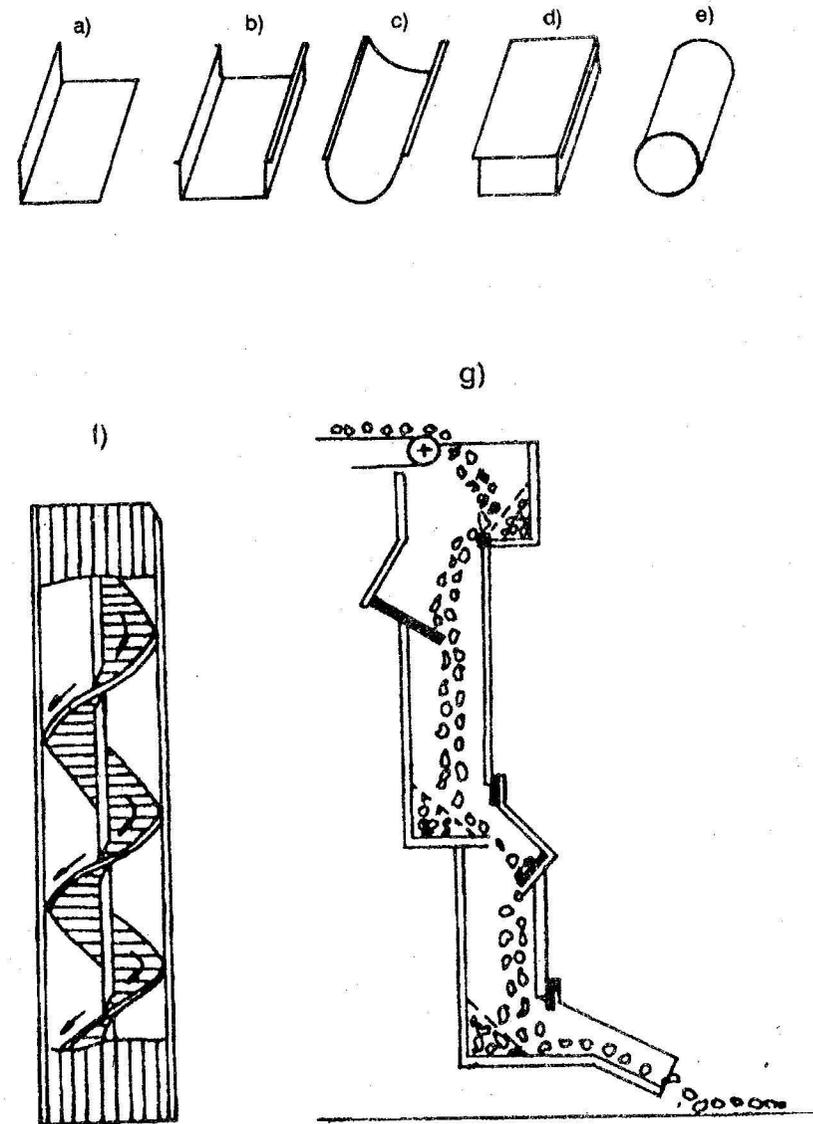


FIGURA 3.1. Instalaciones de transporte por gravedad.

TABLA 3.1. Ángulos mínimos de inclinación de las excavaciones

Materiales	Ángulo, grados
Carbón por el suelo	35 - 38
Carbón por tabla de madera	30 - 35
Carbón por lámina de acero	17 - 25
Carbón por láminas esmaltadas	12 - 14
Polvo de carbón por láminas de acero	45
Mineral metálico por el suelo	53 - 60
Mineral metálico por láminas de acero	35 - 55

En este transporte, cuando partimos de condiciones naturales, pueden presentarse dos casos:

Que el mineral no se deslice por la excavación o que se deslice con dificultad, lo que trae como consecuencia el incumplimiento de la productividad de pasaporte de todo el complejo. En ambos casos, se hace necesario una reforma de la pendiente de la excavación, haciéndola más inclinada. Todo lo cual influirá en el costo de transportación.

El material se desliza demasiado rápido con los consiguientes efectos (trituration, desgaste, rotura de la instalación, formación de polvo). En este caso se hace necesario el uso de instalaciones especiales que disminuyan la velocidad exagerada del material.

Ventajas del transporte por gravedad

- Ausencia de equipos electromecánicos.
- Alta productividad.
- Mejor organización del transporte de la mina, ya que es posible acumular los medios de transporte en un solo nivel.

Desventajas

- Posibilidad de transportar material de un solo tipo.
- Excesivo desgaste de las instalaciones y excavaciones.
- Trituración del material con gran producción de polvo.
- Imposibilidad de utilizar las instalaciones para el traslado de personas y cargas auxiliares.
- Dependencia de las condiciones climáticas.

Fundamentos teóricos

Pongamos un cuerpo a deslizarse por una superficie inclinada, donde se conozca el ángulo de inclinación β . Sabemos que para que el cuerpo se deslice es necesario que las fuerzas actuantes en el cuerpo hacia abajo, sean mayores que las fuerzas que se oponen al movimiento de éstas, de esta forma obtenemos:

$$F + T - W = 0 \quad (3.1)$$

$$F = W - T = G(f \cos \beta - \sin \beta)$$

$$F = G(f \cos \beta - \sin \beta) \quad (3.2)$$

Hay un momento en el cual la fuerza $F = 0$; este momento se produce cuando se presenta el ángulo crítico.

$$G f \cos \beta = G \sin \beta$$

de donde:

$$\tan \beta = f \quad (3.3)$$

Donde:

f : es el coeficiente de fricción del material sobre el plano. Cuando se transporta el material en masa, es necesario también observar la condición de que el talud natural sea menor que el ángulo de inclinación de la superficie.

Velocidad de movimiento

Un factor importante en este tipo de transporte es la velocidad que alcanza el material en su caída. Con ella se calculará la productividad de pasaporte de la instalación y el resto de los equipos de transporte que se emplearán conjuntamente en el sistema.

Por lo tanto, según Newton:

$$G \sin \beta - G \cos \beta f = m \frac{dv}{dt} \quad (3.4)$$

$$G \sin \beta - G \cos \beta f = \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} \quad (3.5)$$

$$\text{sen } \beta - G \cos \beta = \frac{1}{g} \frac{dv}{dt} \quad (3.6)$$

De donde:

$$\frac{dv}{dt} = a = g (\text{sen } \beta - \cos \beta \cdot f) \quad (3.7)$$

La velocidad será:

$$\frac{dv}{dt} = g (\text{sen } \beta - \cos \beta \cdot f) dt \quad (3.8)$$

$$\int_{v_i}^{v_f} dv = g (\text{sen } \beta - \cos \beta \cdot f) \int_0^t dt \quad (3.9)$$

$$v_f - v_i = g (\text{sen } \beta - \cos \beta \cdot f) t \quad (3.10)$$

El tiempo será:

$$t = \frac{l}{v_m} = \frac{l}{\frac{v_f + v_i}{2}} = \frac{2l}{v_f + v_i} \quad (3.11)$$

De aquí al sustituir obtenemos:

$$(v_f - v_i)(v_f + v_i) = 2 l g (\text{sen } \beta - \cos \beta \cdot f) \quad (3.12)$$

$$v_f^2 - v_i^2 = 2 l g (\text{sen } \beta - \cos \beta \cdot f) \quad (3.13)$$

$$v_f = \sqrt{2 g (\text{sen } \beta - \cos \beta \cdot f) l + v_i^2} \quad (3.14)$$

Si conocemos el valor de la velocidad, podemos determinar el valor del ángulo de inclinación que necesita la excavación para obtener la misma.

$$l = \frac{h}{\text{sen } \beta}$$

Por tanto, sustituyendo, tendremos:

$$v_f^2 - v_i^2 = 2 g h (1 - f \cot \beta) \quad (3.15)$$

$$1 - f \cot \beta = \frac{v_f^2 - v_i^2}{2 g h} \quad (3.16)$$

$$f \cot \beta = 1 - \frac{v_f^2 + v_i^2}{2 \cdot g \cdot h} \quad (3.17)$$

$$\cot \beta = \frac{2 g h - v_f^2 + v_i^2}{2 g h f} \quad (3.18)$$

De donde finalmente obtendremos:

$$\tan \beta = \frac{2 g h f}{2 g h - v_f^2 + v_i^2} \quad (3.19)$$

Al analizar las fórmulas (3.14) y (3.19), podemos llegar a las siguientes conclusiones:

Si aumenta el ángulo de inclinación, aumenta la velocidad del material y por el contrario, si éste disminuye, el material puede llegar incluso a detenerse.

Métodos de lucha contra el aumento de la velocidad de caída

Los más utilizados son:

El uso de espiral (ver Figura 3.1 f)

En este caso hay que elegir cuidadosamente el ángulo β de modo que el material se mueva sin trabazones, esta instalación se utiliza para una altura desde 50 a 200 m.

Uso de bajadas verticales en forma de cascada (ver Figura 3.1 g)

Además, se usan dispositivos mecánicos como transportadores de ras-tras, elevadores de plataformas.

En las piqueras se utilizan compuertas especiales que permiten salir el material bruscamente a voluntad del operador y con el uso generalmente de manipuladores neumáticos.

Campo de aplicación. Particularidades

En las minas metálicas y de carbón se emplea ampliamente el transporte por gravedad para la transportación desde los frentes de trabajo para el deslizamiento del material por las pendientes de transporte, contrapozos (piqueras), etcétera.

En el conjunto de superficie y en las plantas de beneficio, las instalaciones de gravedad se emplean para trasladar el mineral desde los niveles superiores hasta los inferiores, llenar las tolvas, y dirigir el flujo del material desbrozado en los puntos de carga y recarga.

El transporte por gravedad es sencillo y barato, por eso es necesario emplearlo en todos los casos posibles en que no haya limitaciones relacionadas con la disminución de la calidad de la carga o la necesidad de la regulación automática del flujo.

Es sabido que el ángulo de inclinación mínima, con el cual se produce el movimiento del material por gravedad es;

$$\operatorname{tg} \beta \text{ mín} = f_0$$

A partir de la tabla de los ángulos mínimos, se toma un ángulo mayor en $5-10^\circ$ que el ángulo mínimo, de modo que la transportación se produzca segura. Si se aumenta mucho dicho ángulo, entonces aumenta la velocidad y el desgaste, y disminuye la seguridad del trabajo.

La productividad de la instalación se determina por la fórmula (1.12). Para canales cerrados y tuberías $\psi_c = 0,3-0,5$; para canales abiertos $\psi_c = 0,55-0,6$; para las salidas de las compuertas liberadas $\psi_c = 0,6-0,7$.

La dificultad en el cálculo consiste, en la determinación de la velocidad del movimiento del material. Durante el movimiento por canales, tuberías, etcétera, la velocidad aumenta constantemente, por eso la productividad debería determinarse a partir de la velocidad en el punto de carga, donde ella tiene su valor mínimo, sin embargo, no existen métodos para su determinación, debido a lo cual la capacidad de pasaporte de los canales no se calcula, sino que se establece a partir de datos prácticos.

Cuando la carga sale por aberturas (compuertas y otros) la velocidad de salida tampoco se puede determinar y se toma también a partir de la práctica (0,03-0,3) m/s, en dependencia del diámetro de los pedazos y el área de la abertura.

Para evitar el acuñamiento, las menores dimensiones del orificio de salida deben ser superiores a tres veces el diámetro máximo de los pedazos de material.

Las dimensiones mínimas de los canales y las tuberías en función del diámetro de los pedazos, se pueden ver en la Tabla 3.2.

Equipos de las instalaciones de transporte por gravedad en minas metálicas

El contrapozo (piquera) vertical representa en sí una excavación, la cual tiene dos o varios horizontes o niveles (Figura 3.2). La parte superior del contrapozo comienza con la cámara de descarga 1, la cual se une con el contrapozo con ayuda de una manga inclinada 2.

La parte central del contrapozo 3, entre la cámara de descarga y la tolva, como regla, se explota sin fortificación.

La parte inferior del contrapozo, comúnmente se ensancha y se hace en forma de tolva 4; el contrapozo termina en el nivel de transporte con una compuerta 5.

Debido a que el mineral desde la manga pasa al contrapozo bajo cierto ángulo, entonces él golpea en forma variable en una o en otra pared de la instalación, y provoca su desgaste intensivo. El diámetro del contrapozo crece constantemente y puede alcanzar valores considerables.

La altura de llenado del contrapozo varía en amplios límites.

El mínimo se considera el de la capa de amortiguación por encima de la instalación de descarga con el objetivo de protegerla contra golpes.

Los contrapozos inclinados se construyen de forma similar a los verticales. Debido a la aparición de empujes en éstos, llenos de masa minera en toda su sección, frecuentemente se forma un tapón y el atascamiento de la carga, por eso los mismos se llenan en 1/3 de su sección como máximo. Aunque no se excluye en estas condiciones la formación de tapones, particularmente cuando se detiene el flujo por alguna causa y durante un tiempo largo. Por tal razón, contrapozos con ángulos de inclinación, con los cuales la masa principal del material se traslada arrastrándose, se emplean raramente; éstos fundamentalmente se utilizan para instalaciones cortas y de pequeña productividad. Con $50-55^\circ$, la masa principal del material, incluso con pequeñas velocidades de arrancada, se traslada rodando.

TABLA 3.2. Dimensiones de los canales y tuberías, en milímetros

Diámetro máximo de las partículas del material transportado	Ancho mínimo del canalón. (Diámetro mínimo de la tubería)	Altura mínima de los bordes del canalón	
		Cerrado	Abierto
25	200	150	100
40	300	200	150
65	400	250	200
100	500	300	200
150	600	350	250
250	800	450	300
400	1 000	600	400

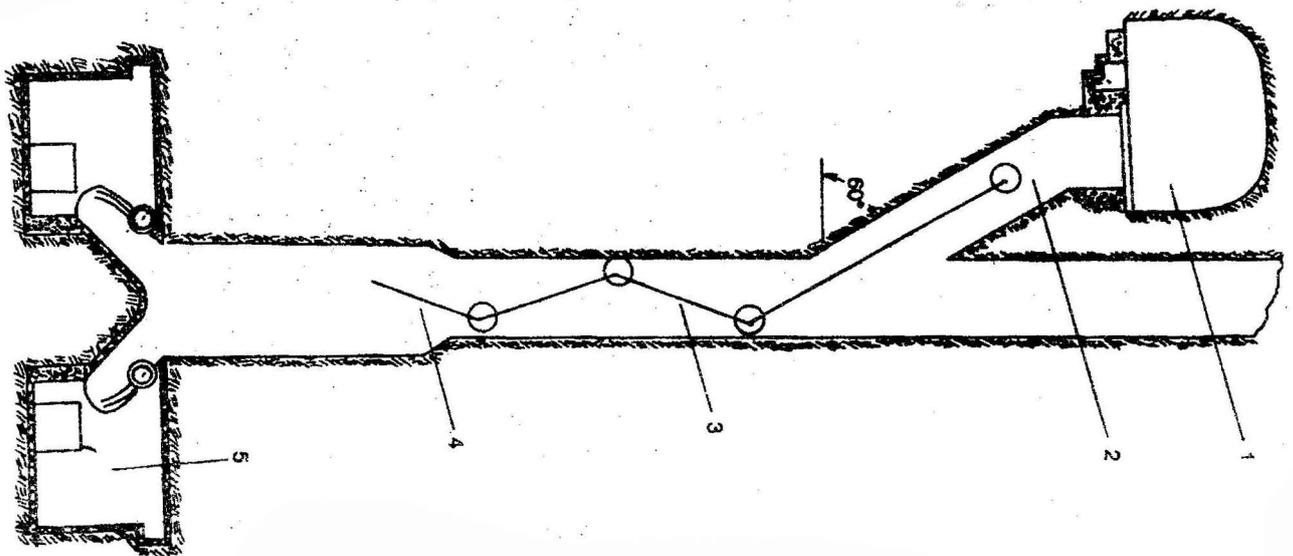


FIGURA 3.2. Con contrapozo vertical.

CAPÍTULO IV

Transporte hidráulico

Generalidades

El transporte de minerales y rocas con ayuda del agua, tiene una gran aplicación en la industria minera, tanto a cielo abierto como subterránea. El principio del transporte hidráulico se basa en la propiedad que tienen las partículas de material (en dependencia de su tamaño y peso) de mantenerse en estado de suspensión, gracias a lo cual es arrastrada por el flujo del agua.

Observemos el fenómeno de transporte que ocurre cuando por una tubería pasa una corriente y en ella cae una partícula; ésta tenderá a caer y a asentarse en el fondo de la tubería si su peso específico es mayor que el del fluido y la velocidad de la misma es tal, que no la mantenga en suspensión. Hay fuerzas que actúan sobre la partícula en la corriente del fluido. Si ésta es lenta, de tal manera que los vectores a sean paralelos a las paredes de la tubería, la partícula deberá caer hacia el fondo con una velocidad V_s , en este caso las partículas, descansando una sobre otra, formarán un tapón en la tubería, impidiendo con ello el transporte. La corriente del líquido en el cual se produce este fenómeno es conocida en hidráulica como corriente laminar, y puede deducirse que no es conveniente al transporte hidráulico de materiales. Si aumenta la velocidad de la corriente hasta obtener un torbellino, aparecen diferentes corrientes, con velocidades en ascenso y a veces en descenso (por la fricción del agua con las paredes) una corriente V_s que proviene desde debajo de la partícula, trata de mantenerla en suspensión. La corriente en que se produce este fenómeno se le denomina turbulenta. Si la velocidad V_s de la corriente es igual o mayor que la velocidad V_s de la caída de la partícula, entonces ésta se mantiene en suspensión, lo cual le permitirá que la corriente la arrastre junto a ella.

A modo de conclusión puede plantearse que, las partículas se mantienen en suspensión en un torrente horizontal cuando la corriente de éste es turbulenta, gracias a la fuerza ascensional que se produce debido a la diferencia de velocidades de ataque contra la partícula en su parte inferior y superior, que trata de reposar en el fondo de la tubería. La menor velocidad del flujo, con la cual la carga se encuentra en estado de suspensión, se llama velocidad crítica. Con esta velocidad tiene lugar la pérdida de presión mínima. La velocidad crítica se determina por vía experimental.

Características de los materiales que transportan

En dependencia de la velocidad del torrente, pueden transportarse en agua, materiales triturados de cualquier tamaño. Pero con velocidades grandes, aumentan las pérdidas por fricción en las tuberías, el desgaste del equipo y la trituración del material. Esto trae como consecuencia un gasto adicional para el secado del producto final de etapa. Los pedazos grandes son succionados con dificultad por la tobera de succión, punto en el cual, por tal motivo, se producen a veces tupidones.

Cuando se transportan mezclas hidráulicas por canales (sin presión) o tuberías, aprovechando la diferencia de nivel, el tamaño de los pedazos no deberá ser mayor de 200-300 mm de diámetro (en dependencia de la densidad), y cuando utilizamos presión, no deberá ser mayor de 70 a 80 mm (a veces 100 a 150 mm).

Como lo ha demostrado la práctica, el transporte hidráulico es efectivo para los materiales en forma de arena y de pequeñas fracciones, con un tamaño de pedazos menores de 6 mm.

La composición granulométrica del material se determina según las condiciones de transportación, de explotación y tecnológicas, la efectividad del transporte, en gran medida depende de esta composición, o sea, de la cantidad de polvo y fracciones más gruesas que contiene la mezcla de partículas. Cuando en un material granulado existe más de 15 a 20 % en polvo, aumenta la economía del transporte hidráulico, ya que disminuyen las pérdidas de presión y se necesita menor inclinación de los canales. Las fracciones gruesas influyen aunque existan en muy pequeñas proporciones (10 %) ya que se hace necesario elegir las dimensiones de los medios de transporte, al tomar en cuenta este factor. Conjuntamente con las instalaciones de transporte hidráulico se emplean diferentes com-

plejos tecnológicos, tales como: espesadores, mezcladores, depósitos, secaderos, etcétera.

Teoría sobre la pulpa

En el transporte de la pulpa no existe una teoría definitiva y firme, por eso, los métodos de solución poseen un carácter empírico.

La productividad de la instalación con relación a la pulpa, puede expresarse de dos formas: volumétrica y en sólidos.

La productividad volumétrica en pulpa será:

$$V_p = 3\,600 F \cdot V = 3\,600 \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot V = 2\,826 D^2 \quad (4.1)$$

Donde:

D : es el diámetro de la tubería, m;

V : es la velocidad de la pulpa, m/s.

La concentración volumétrica de la pulpa es la relación entre el gasto de sólidos respecto al gasto de pulpa.

$$S = \frac{V_s}{V_p} \quad , \quad m^3/m^3 \quad (4.2)$$

La concentración S máxima posible, en dependencia principalmente del tamaño y densidad de la fracción sólida, llega a veces, $S_{max} = 0,3-0,5$ (30-50 %). Cuando se transportan suelos de gravas y guijarros, ésta se toma significativamente más baja, $S = 0,15-0,20$ (15-20 %). Cuando se transporta carbón de granos gruesos y finos, el valor límite de $S = 0,4-0,5$ (40-50).

La productividad de la instalación en sólidos será por tanto:

$$V_s = V_p \cdot S = 2\,826 D^2 \cdot V \cdot S \quad (4.3)$$

$$Q = 2\,826 D^2 \cdot V \cdot S \cdot \gamma_s \quad (4.4)$$

Donde:

γ_s : es el peso volumétrico del sólido, t/m³.

Por cuanto, el volumen de pulpa será la suma de los volúmenes de agua más el volumen de sólidos, tenemos:

$$V_p = V_a + V_s \quad (4.5)$$

y el gasto de agua será:

$$V_a = V_p - V_s = \frac{V_s}{S} - V_s \quad , \quad m^3/h \quad (4.6)$$

A veces la consistencia de la pulpa se identifica por la relación entre la fracción sólida y la fracción líquida (L).

$$\frac{S}{L} = \frac{V_s}{V_a} = \frac{S}{1-S} \quad (4.7)$$

El peso volumétrico de la pulpa, es un factor necesario para el cálculo de la instalación de transporte hidráulico, y puede determinarse al conocer la composición de la mezcla hidráulica (pulpa).

$$V_p \cdot \gamma_p = V_s \cdot \gamma_s + V_a \quad (4.8)$$

Donde:

V_p, V_s, V_a : productividades volumétricas de la pulpa, sólidos y agua respectivamente, en m³/h;

$\gamma_p, \gamma_s, \gamma_a$: pesos volumétricos de la pulpa, sólidos y agua respectivamente, en t/m³.

Al despejar de la fórmula el valor de γ_p y transformando, obtenemos:

$$\gamma_p = S (\gamma_s - 1) + 1 \quad , \quad t/m^3 \quad (4.9)$$

Instalaciones de transporte hidráulico

El transporte hidráulico se emplea en las minas a cielo abierto, durante la preparación o la explotación, o ambas inclusive. Además, frecuentemente se utiliza para el traslado desde la superficie de la cantera al consumidor, situado en ocasiones a distancias considerables.

El transporte hidráulico se usa con preparación mecánica, perforación y explosivos, y carga con excavadoras; pero con mayor frecuencia, durante la utilización de métodos hidráulicos de laboreo (con hidromonitores) de la masa minera. En este último caso, la misma agua que se emplea para el proceso tecnológico de laboreo con los hidromonitores, también se usa posteriormente para el transporte hidráulico.

Según el principio de acción y el equipamiento empleado en las instalaciones de transporte hidráulico, pueden éstas dividirse en dos grupos:

Transporte hidráulico con presión, y por gravedad (sin presión artificial); en el primer caso, la presión mayor que la atmosférica, se produce con agregados mecánicos (bombas) y el transporte se realiza por tuberías. En el segundo caso, el flujo se realiza por una superficie abierta, la cual se encuentra bajo la presión atmosférica, el transporte se produce bajo la acción de la fuerza de gravedad en un canalón inclinado y, raras veces por tuberías.

En la (Figura 4.1) se muestran los principales esquemas de instalaciones de transporte hidráulico empleados en la industria minera. En el esquema a, la succión de la mezcla hidráulica del depósito y el bombeo al sistema, se produce con ayuda de una bomba centrífuga; en el esquema b; se bombea el agua de la fuente hacia la tubería de presión y la fracción sólida se pasa a ella por medio de un equipo especial de carga (alimentador) desde el exterior, con presión atmosférica; en el esquema c, la succión de la mezcla y el bombeo para la tubería de trabajo se produce debido a la rápida salida del agua por el eyector; en el esquema d, la fracción sólida y el agua pasan a un embudo mezclador, y la mezcla hidráulica que en él se forma, pasa a un canalón abierto inclinado.

Entre las ventajas del transporte hidráulico tenemos la instalación de la tubería de presión por cualquier traza que sea necesario, es decir, tanto horizontalmente como inclinado o vertical; pequeñas dimensiones de los equipos hidráulicos; un equipamiento relativamente sencillo, concentrado al comienzo de la traza; posibilidad de conseguir una longitud considerable con una bomba de trabajo y con longitudes muy grandes, además, el empleo de bombas de refuerzo intermedias; continuidad en la transportación y posibilidad de completa automatización del proceso; y gastos de capital relativamente bajos, principalmente cuando se utiliza transporte por gravedad que no necesita equipos energizados artificialmente. Sin embargo, el uso del transporte por gravedad se limita por la presencia del correspondiente perfil con diferencia de nivel suficiente entre los puntos iniciales y finales. Por eso se considera más generalizado y universal el transporte hidráulico bajo presión artificial.

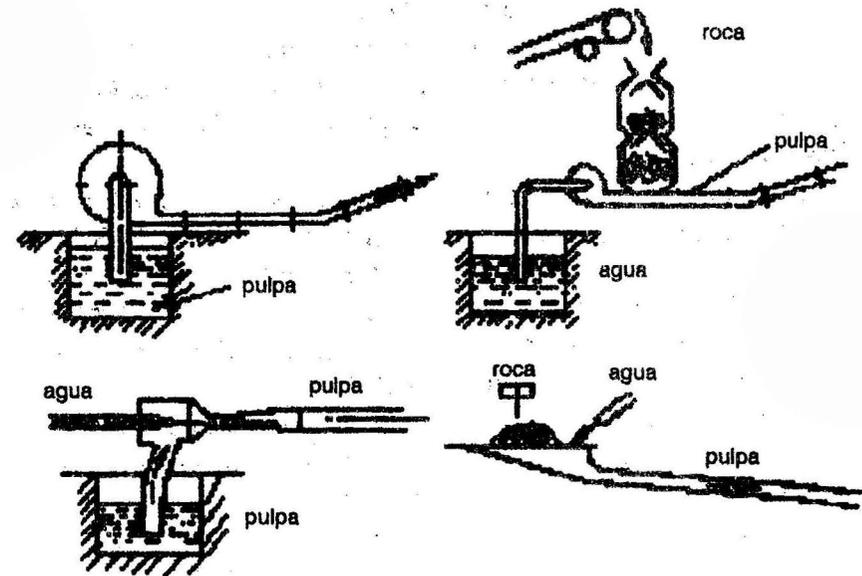


FIGURA 4.1. Esquemas de instalaciones de transporte hidráulico.

Equipos de transporte hidráulico

El equipamiento principal del transporte hidráulico bajo presión lo constituyen las bombas para las mezclas hidráulicas y agua, alimentadores, tuberías, y los dispositivos de automatización.

Para las mezclas hidráulicas o pulpas, se emplean exclusivamente bombas centrífugas de una sola etapa, las cuales succionan la pulpa del depósito y la bombean para la tubería de transporte; para agua se utilizan bombas centrífugas de una sola etapa o cuando se necesita una gran carga de presión de múltiples etapas, así como bombas de émbolo.

En las bombas centrífugas, la pulpa (o agua) se succiona a través de la abertura central (axial) de la caja, cae en los álabes de la rueda que rota rápidamente, consigue una velocidad considerable y bajo una presión dinámica, bombee a la tubería que está unida a ella en la periferia del cuerpo.

De acuerdo con algunas particularidades, las bombas centrífugas de sólidos se dividen en bombas de lodo y de carbón.

Las bombas de lodo tienen una construcción más compleja, ya que ellas están sometidas a la acción fuertemente abrasiva de la mezcla que pasa a través de ella, por eso es armada internamente por partes intercambiables y materiales resistentes al desgaste.

Las bombas de lodo que se emplean en las minas a cielo abierto para los trabajos de destape, se fabrican con productividades en pulpa hasta $12\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$, con una carga de presión hasta $74\ \text{m}$ de la columna de agua. La altura de succión es de $6\text{-}8\ \text{m}$, el rendimiento de las bombas de lodo de productividad media es de $0,65\text{-}0,68$ y de alta productividad, hasta $0,75$. La potencia de los motores en las bombas de lodo más potentes alcanzan $2\ 400\ \text{kW}$.

Bombas de carbón (Figura 4.2). Las bombas centrífugas destinadas a las mezclas hidráulicas a partir de carbón, que son menos abrasivas que las de lodos, no emplean comúnmente la protección interna.

Para la transportación de carbón triturado a grandes distancias o muy altas, se emplean a veces bombas de alta presión de dos o más etapas. Las bombas para carbón, comúnmente no tienen alta productividad, pero las distancias de transportación de las pulpas con carbón son frecuentemente, mucho mayores que para los suelos. Las bombas de carbón tienen una productividad volumétrica de hasta $2\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$, y la presión hasta $250\text{-}300\ \text{m}$ de la columna de agua. Esta presión tan alta se alcanza en las bombas de una sola etapa, gracias a que se emplean grandes velocidades de rotación de la rueda de trabajo cuyo árbol está unido directamente con el del motor (como regla, $1\ 450$ revoluciones por minuto), o con el aumento del número de etapas.

Las bombas estacionarias se instalan sobre bases de hormigón o de ladrillos y se montan conjuntamente con los motores sobre la placa, las bombas móviles se montan sobre patines, y se trasladan para el nuevo punto de trabajo con ayuda de buldócer o grúas móviles. En el punto de trabajo los patines se fijan al suelo.

En la (Tabla 4.1) puede observarse una muestra de bombas.

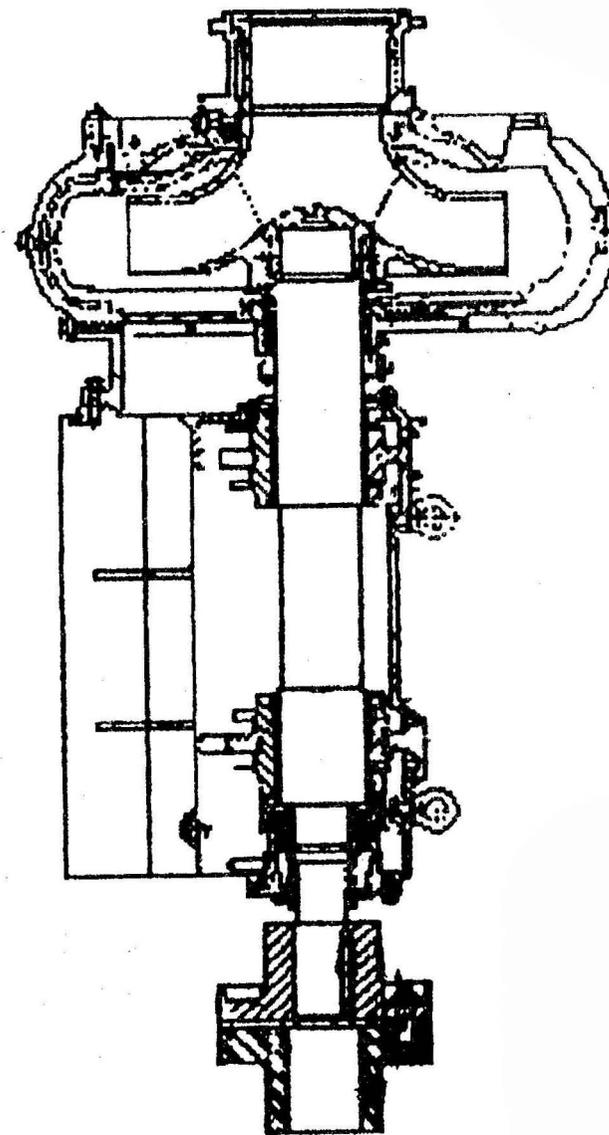


FIGURA 4.2. Bomba de carbón.

TABLA 4.1. Características técnicas de las bombas de sólidos

No.	Tipo ó marca bomba de todo/carbón	Produc. m ³ /h	Presión colum. de agua, m	Alt. máx. suc- ción, m	Diam. máx. partíc. mezcla, mm	Diam. tubos de succ. y presión, mm	Diam. rueda de trab., mm	Peso de bomba	Motor eléctrico		Peso agreg. con cha- sis, t	
									RPM	Poten. KW		Tens. volt.
1	3 M-2M	1550	40	6,0	180	350/300	850	3,6	580	320	6000	10,0
2	3 M-2M	1950	52	6,0	180	350/300	850	3,6	740	630	6000	9,7
3	20 -11	3600	42	5,0	220	500/500	1100	9,5	483	750	6000	25,0
4	20 -11	3600	54	4,0	220	500/500	1250	9,5	480	1100	6000	23,6
5	10 -8	740	39	8,0	150	250/200	700	1,89	700	160	380	3,9
6	12 -8T	1330	58	7,0	140	300/300	840	3,1	700	500	6000	7,9
7	16 -8	2140	58	7,2	230	400/350	1080	6,65	590	630	6000	14,1
8	20 -8	4000	67	7,5	300	500/450	1360	12,4	500	1600	6000	29,6
9	28 -8T	7000	72	6,5	315	700/680	1790	24,0	375	3200	6000	52,4
10	8	540	84	3,0	70	200/150	510	1,43	1400	320	380	3,6
11	10 -2	800	250	4,0	100	350/250	620	5,4	1480	1050	6000	14,7

Los conductos hidráulicos se montan de tuberías enterizas o soldadas, las primeras con un diámetro exterior desde 168, hasta 426 mm y con un espesor de las paredes de 6 a 18 mm; las segundas, con un diámetro externo de 426 hasta 820 mm y un espesor de pared desde 4 a 12 mm. El espesor de las paredes de la tubería se calcula según la presión que alcanza el equipo de bombeo y se le adicionan varios milímetros para el desgaste. La traza de la conductora se establece en dependencia del relieve y las condiciones locales, al tomar en cuenta las exigencias en cuanto a la menor cantidad de codos y la rectitud mayor posible, lo cual puede exigirse con el uso de plataformas y apoyos cuya altura en las secciones curvas se acondicionan al relieve del local, y alcanzan a veces en los pasos hasta 6 y 7 m.

Debido a que las tuberías se desgastan más fuertemente en la parte inferior, para obtener un desgaste uniforme y aumentar sus plazos de servicio, periódicamente se hacen girar alrededor del eje longitudinal, gracias al empleo de uniones desarmables rápidamente.

Los dispositivos auxiliares (llaves y válvulas de retorno) se emplean para cerrar la sección de la conductora cuando se para el sistema y se desconecta antes de la arrancada.

Los canalones durante el transporte natural se montan superpuestos en secciones individuales que tienen forma trapezoidal, semicircular o rectangular se preparan de acero laminado. Cuando hay pequeñas inclinaciones, para disminuir la rugosidad de las paredes y por consiguiente, las pérdidas hidráulicas, a veces se emplean canalones hechos con materiales especiales (esmaltados, vidrio, armado, etcétera). Si el ángulo natural es muy grande, entonces la conductora abierta se hace en forma de canales cementados o de tierra con las paredes apisonadas.

Cálculo de una instalación de transporte hidráulico

El cálculo de las instalaciones de transporte hidráulico se realiza, a partir de la productividad horaria necesaria (por cálculo) según la fracción sólida, volumen, V (m³/h) o en masa, Q (t/h), la distancia de transportación L (m), y para el transporte con presión por tuberías, se conocerá la altura de ascenso H (m). Además, se toman en cuenta las propiedades de las rocas transportadas, el contenido granulométrico, la densidad, el peso volumétrico desbrozado (a granel), así como también, la forma predominante de los pedazos o partículas de la carga.

Para las instalaciones de transporte a presión por tubería se determina el diámetro de las conductoras hidráulicas, la presión total necesaria y la potencia de los motores del agregado hidráulico; y para el transporte hidráulico natural, el ángulo de inclinación necesario en los canales, y el área necesaria de la sección transversal.

1. La *velocidad crítica* de la mezcla hidráulica por tuberías horizontales, es la velocidad mínima por debajo de la cual se produciría una mezcla viscoso-plástica o se depositarían las partículas en el fondo del conducto, es decir, que la velocidad crítica es la menor posible, y por ende la que provoca el transporte más económico, con menos pérdidas de presión específica, por tal conclusión, es recomendable que la velocidad de traslación de la mezcla tenga alguna reserva de seguridad:

$$V_0 \leq (1,15 - 1,2) V_{cr}$$

El régimen del movimiento de la pulpa con una velocidad considerablemente más alta que la crítica, se caracteriza por el aumento de las resistencias hidráulicas, además, se recomienda en aquellos casos en que es necesario aumentar la productividad de la instalación sin cambios en la tubería, en los cuales, la velocidad crítica se puede calcular por la siguiente fórmula empírica:

$$V_{cr} = N \sqrt{A \cdot G \cdot D} \quad (4.10)$$

Donde:

$N=1,0-1,5$: es la constante empírica que toma en cuenta la influencia de las características petrográficas de la carga y el grado de desintegración de la mezcla (con una mezcla bien preparada $N=1,1-1,2$);

A : es la relación entre el peso volumétrico del sólido y el agua.

$$A = \frac{\gamma_s - \gamma_0}{\gamma_0} \quad (4.11)$$

Donde:

G : es igual a $9,81 \text{ m/s}^2$;

D : es el diámetro de la tubería, en m.

La velocidad crítica de la pulpa, depende no solamente de las propiedades de las rocas transportadas, sino también del diámetro de la conductora (ver Tabla 4.2).

El cálculo de las instalaciones hidráulicas comúnmente se realiza utilizando datos empíricos de los manuales, obtenidos cuando se transporta la masa minera en condiciones de laboratorio e industriales, representadas en forma de tablas, gráficos o de las formas empíricas o semi-empíricas obtenidas de la elaboración matemática.

TABLA 4.2. Velocidad crítica de la pulpa en diferentes condiciones

Diámetro de la conductora, D; mm	Fracción arcillosa	Fracción caliza mezclada con arcilla	Arena 50 % y grava con contenido bajo de fracción arcillosa	Grava	Carbón corriente
200	1,6	1,9	2,4	3,0	2,0
200	1,8	2,1	2,9	3,6	2,5
400	2,2	2,4	3,4	4,3	3,0
500	2,5	3,0	3,8	4,8	3,3
600	2,7	3,2	4,1	5,3	3,6

2. Cálculo del transporte hidráulico a presión

Diámetro de la conductora. A partir de la productividad horaria necesaria para la instalación del transporte hidráulico, según la fracción sólida V_s , el gasto de mezcla hidráulica se calcula por la fórmula (4.5).

El diámetro del conducto se supone inicialmente, con el objetivo de seleccionar la velocidad crítica por la Tabla (4.2), y posteriormente, se determina de acuerdo con el gasto conocido de pulpa y la velocidad por la fórmula (4.4).

$$V_p = 2\,826 D^2 \cdot V \quad , \text{ m}^3/\text{h} \quad (4.12)$$

Donde:

$$D = 0,019 \sqrt{\frac{V_p}{V}} \quad , \text{ m} \quad (4.13)$$

Si el diámetro calculado no coincide en valor con el asumido inicialmente, entonces se necesita un recálculo.

El diámetro de la conductora obtenido se redondea según las normas. El diámetro de las tuberías cuando las cargas son en pedazos, para eliminar el peligro del acuíamiento en la tubería debe cumplirse que:

$$D \geq (2,5 - 3) A_{m\acute{a}x} \text{ , mm}$$

Donde:

$A_{m\acute{a}x}$: es el diámetro máximo de las fracciones.

Aún es necesario controlar el diámetro de la tubería, tomando en consideración la teoría del movimiento turbulento, para lo cual existe, como es conocido de hidráulica, el número de Reynolds, donde debe cumplirse que:

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\gamma} > 2320 \quad (4.14)$$

Donde:

γ : es la viscosidad cinemática del líquido, para el agua limpia $1 \cdot 10^6 \text{ s/m}^2$.

Resistencia al movimiento de la mezcla hidráulica por tuberías. Para la determinación de las resistencias al movimiento de la pulpa por tuberías, se recomiendan un conjunto de fórmulas que son fundamentalmente empíricas. Para la transportación hidráulica de materiales en pedazos y sus mezclas con partículas más finas, el valor de las pérdidas hidráulicas estarán expresadas en metros de la columna de agua por metro de longitud de tubería.

$$i_p = i_0 \frac{\gamma_p}{\gamma_0} + \frac{\sqrt{G \cdot D} (\gamma_p - \gamma_0) c}{K \cdot \psi \cdot V \cdot \gamma_0} \quad (4.15)$$

Donde:

i_0 : son las resistencias hidráulicas durante el movimiento del agua limpia en 1 m de tubería, m de columna de agua (fórmula de Darci-Beixbax).

$$i_0 = \frac{\lambda_0 \cdot V^2}{2 \cdot G \cdot D} \quad (4.16)$$

Donde:

λ_0 : es el coeficiente de resistencia hidráulicas cuando corre el agua limpia por tuberías:

$$\lambda_0 = \frac{1}{(1,8 \lg R_e - 1,8)^2} \quad (4.17)$$

Donde:

γ_p, γ_0 : son los pesos volumétricos de la pulpa y el agua respectivamente, t/m³;

D : es el diámetro de la tubería, m;

G : 9,81 m/s² es la aceleración de la gravedad;

ψ : es el coeficiente de resistencia para la caída libre de partículas sólidas en agua, puede calcularse por la siguiente fórmula empírica:

$$\psi = 0,65 \sqrt[5]{\frac{0,66}{\gamma_s - 1}} \quad (4.18)$$

Numéricamente $\psi = 0,55$ para grava, cascajo, cuarzo, etcétera;

$\psi = 0,75$ para carbón; $\psi = 0,65$ para antracita; $\psi = 0,41$ para minerales metálicos;

k : es el coeficiente empírico; para rocas $k \approx 1,4$ y para carbón, $k \approx 1,9$.

C : es el coeficiente de cálculo, para la carga en pedazos es igual a 1.

Carga de presión y potencia de la instalación de bombeo. La carga de presión completa de la instalación de bombeo con una distancia de transportación L y una diferencia de nivel entre el punto inicial y final de la conductora H .

$$H_t = \pm H \cdot \gamma_p + K \cdot L \cdot i_p + H_s + H_r \text{ , m columna de agua} \quad (4.19)$$

Donde la carga de presión que es necesaria sobre la base de la diferencia de nivel (ascenso), es igual a $\pm H \gamma_p$; el coeficiente que toma en cuenta las pérdidas locales, $k=1,05-1,10$ (5-10 %); la altura de succión para las bandas de suelos $H_s \leq 6-8$ m de la columna de agua; la carga de presión residual al final de la tubería $H_r=3-5$ m de la columna de agua.

La potencia del motor de la bomba es:

$$N = k_r \frac{1000 \cdot V_p \cdot \gamma_p}{3600} \cdot \frac{H_t}{102 \eta} = \frac{k_r \cdot V_p \cdot H_t \cdot \gamma_p}{367 \cdot \eta} \quad (4.20)$$

Donde el coeficiente de reserva $k_r = 1,1 - 1,15$.

De acuerdo con la productividad necesaria V_p , la carga de presión H y la potencia N , utilizando los datos de los catálogos o manuales, se selecciona el tipo y la dimensión de la bomba de trabajo. Si no existe la dimensión típica necesaria, entonces algunas correcciones en los parámetros de las bombas fabricadas pueden provocar cambios en la velocidad de rotación de la rueda de trabajo y también un acortamiento, en cierto valor del diámetro de la rueda de trabajo, tomando en cuenta que con la disminución de la velocidad de rotación y el diámetro de la rueda, disminuye en determinada proporción la productividad y la carga de presión de la bomba.

Así, de este modo, puede ser tomado el siguiente orden de cálculo para el transporte con presión por tubería, en dependencia del tipo de roca transportada, se coge el valor de la concentración S y se determina la productividad volumétrica de pulpa V_p ; se toma previamente el diámetro del conducto hidráulico D , empleando los datos de la Tabla 4.2 se toma el valor de la velocidad crítica y con ella se designa el valor de la velocidad de la pulpa, V , de esta forma se controla o comprueba con la productividad y granulometría de la carga, la certeza del valor de D seleccionado; se determina el número de Reynolds R_e , el coeficiente de resistencia de la caída libre de las partículas sólidas típicas de la carga ψ ; el coeficiente de las resistencias hidráulicas λ_0 y el coeficiente de las resistencias hidráulicas específicas durante el movimiento del agua y de la pulpa i_0 y i_p ; se determina la carga de presión total que necesita la bomba H_t y la potencia del motor para ella, N .

3. Cálculo del transporte hidráulico natural

Cuando se hace el cálculo del transporte natural (gravedad) para canales abiertos o canales, se parte de la productividad necesaria según la fracción sólida, el tipo de carga transportada, su granulometría (A_m, A_{mez}), y como en el caso del transporte por tuberías se determinan, la cantidad relativa del agua, la velocidad, la pendiente necesaria y las dimensiones transversales de los canales para la mezcla.

La fórmula fundamental que se emplea en este caso, es la fórmula de Chezzi, que interrelaciona el valor de la velocidad del torrente V , el radio hidráulico R , y la pendiente del canal, i :

$$V = C \sqrt{R \cdot i} \quad (4.21)$$

$$i = \frac{V^2}{C^2 \cdot R} \quad (4.22)$$

Donde:

- C : es el coeficiente de Chezzi, depende del grado de rugosidad de la superficie y también del radio R ;
- R : es el radio hidráulico, igual a la relación entre el área de la sección y el perímetro mojado, y depende de la forma del canal y la interrelación de sus dimensiones. Así, para una sección completamente llena de pulpa, cuya forma es de un semicírculo, el diámetro D es el radio hidráulico. Entonces tenemos:

$$R = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 2} \bigg/ \frac{\pi \cdot D}{2} = \frac{D}{4} \quad (4.23)$$

Para un canal abierto de sección rectangular, cuyo ancho es B y la profundidad del flujo h , el radio hidráulico será:

$$R = \frac{B \cdot h}{B + 2h} \quad (4.24)$$

Para una relación $B/h=3-4$, entonces:

$$R = (0,60-0,66) h$$

De forma similar se determina el valor de R , para una sección trapezoidal.

Para la determinación del coeficiente C , en dependencia de la rugosidad N , de la superficie del canal abierto y un radio hidráulico R , puede utilizarse el nomograma de la (Figura. 4.3).

En la (Tabla 4.3), pueden encontrarse los valores orientativos de las pendientes mínimas de los canales, en dependencia del tipo de roca.

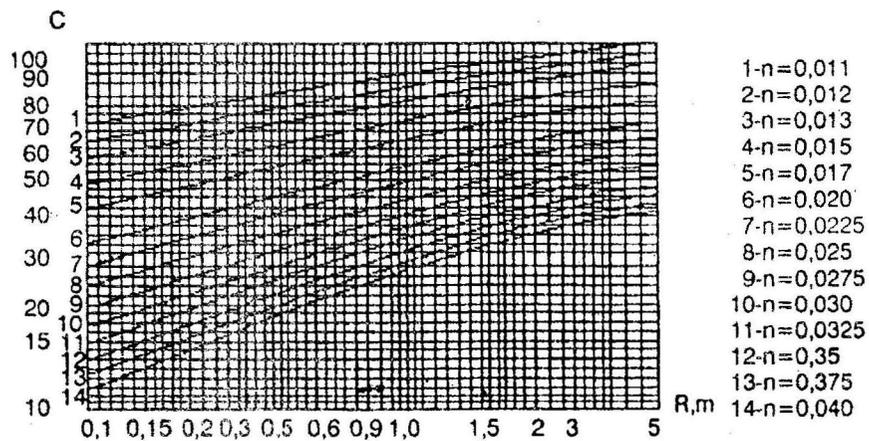


FIGURA 4.3. Gráfico para determinar el coeficiente de Chezzi.

TABLA 4.3. Valores orientativos de las pendientes mínimas para conductoras abiertas

Tipo de roca	Canales de hormigón	Canales de tierra
Arcilla	0,015 - 0,0625	0,02 - 0,03
Arena fina	0,025 - 0,030	0,03 - 0,04
Arena media	0,030 - 0,035	0,04 - 0,05
Arena gruesa	0,035 - 0,050	0,05 - 0,06
Grava	0,050 - 0,10	-

El orden del cálculo del transporte hidráulico por canalones y canales que se recomienda es el siguiente: según el volumen de roca a transportar, V , y el coeficiente de esponjamiento a granel k_p , se determina el volumen del cálculo $V_s = V/k_p$; en correspondencia con las indicaciones señaladas anteriormente, se toma la concentración de la pulpa S y se determina la productividad en pulpa por la fórmula (4.1), después se selecciona el valor de la velocidad de la

pulpa, V , que deberá ser igual o poco mayor que la crítica; tomando la fórmula y la relación de las dimensiones del canal según el valor de V_p y V , se determinan los valores de succión; de la fórmula correspondiente, se determina el valor del radio hidráulico, R .

Al tomar en dependencia de las condiciones locales, uno u otro tipo de revestimiento de la conductora, y determinando para ella el coeficiente de rugosidad N , según el gráfico (ver Figura 4.4) en dependencia del valor R y N , se halla el coeficiente de Chezzi C , por la ecuación (4.22) se determina la pendiente necesaria del canal i . Los valores obtenidos se comprueban según los datos de la Tabla 4.3.

En muchos casos de la práctica, las pendientes de los canales están determinadas por el relieve del lugar. Cuando la pendiente es excesiva, es racional y recomendable, emplear canales cuyos revestimientos tengan un coeficiente de rugosidad alto, y en caso contrario, un coeficiente bajo.

CAPÍTULO V

Transportadores

Transportadores de rastras

Los transportadores de rastras se usan en las minas de carbón o metálicas para transportar el mineral desde el frente de trabajo. Consiste en un equipo estacionario o móvil donde se realiza el movimiento del material, arrastrándose por un canalón (ver Figura 5.1).

El material es arrastrado con ayuda de rastrillos unidos a una cadena, que es movida desde una estación de tracción. La tensión de arrancada en la cadena se produce desde la estación de tensión.

Los transportadores de rastras se clasifican según:

1. *La designación:* en subterráneos (para minas de carbón y metálicas); y de uso general (transportadores estacionarios para la superficie de la mina y plantas de beneficio).
2. *La cantidad de ramas de trabajo:* rama superior de trabajo, rama inferior de trabajo, ambas ramas de trabajo.
3. *El carácter de la transportación del material:* con pausas, cuando entre las rastras se forma una porción de mineral individual; arrastre masivo, cuando la carga se arrastra masivamente, sin interrupciones.
4. *La presencia de canalones:* con canalones, sin canalones, cuando el material se arrastra directamente por el suelo.
5. *La forma de descarga:* con descarga por el extremo y con descarga intermedia.

Las partes de que consta el transportador de rastra son:

El *elemento de tracción:* está compuesto por cadenas en cantidades desde 1 hasta 3.

Las *estrellas motrices e inducidas:* la cantidad y forma dependen del número y tipo de cadenas.

El *canalón:* sirve de superficie de arrastre al material que se transporte.

Las *rastras o rastrillos:* se encuentran unidas a las cadenas.

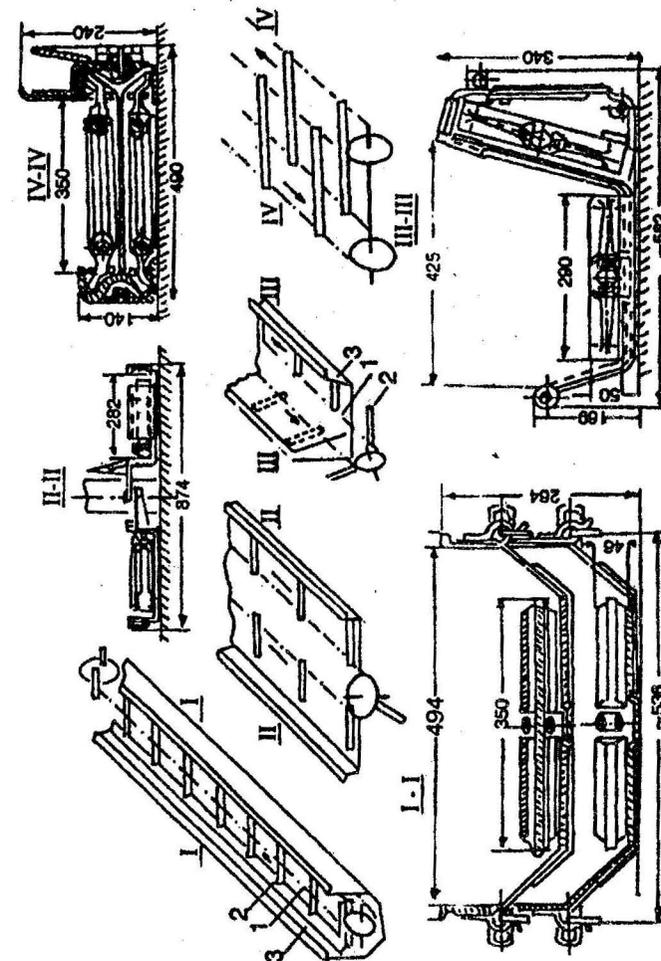


FIGURA 5.1. Esquemas de los transportadores de rastra.

1. Cadena.
2. Rastra.
3. Canalón.

Características principales de los transportadores de rastras

- En los transportadores de rastras se traslada carbón, roca, y en algunos con órganos especiales, también minerales metálicos.
- La productividad alcanza a veces 450 t/h, está limitada por la velocidad de las cadenas y dimensiones de los tramos del transportador.
- La longitud de un agregado está limitada por la resistencia del órgano de tracción, y llega hasta 400 m.
- El transportador es recto con curvaturas locales, principalmente para transportadores móviles. Existen algunas construcciones especiales que poseen hasta 90° de curvatura.
- Los transportadores normales trabajan con ángulos de inclinación de hasta 30°. Hay algunos transportadores especiales (transportadores-freno) que pueden trabajar con 45° de inclinación.

Cadenas de tracción. Se fabrican de diferentes perfiles, cuidando que sean lo más ligeras y resistentes posibles, fáciles de fabricar, que presten comodidad para el enlace con la rastra, y sencillez en el desarme de este elemento. Para transportadores móviles, posibilidad de arqueos tanto en el plano vertical como horizontal (Figura 5.2 a, b, c, d, e).

TABLA 5.1. Características de las cadenas de tracción de transportadores subterráneos

Cadenas	Paso de cadena, mm	Diámetro perfil, mm	Peso de 1m, kg	Esfuerzo de ruptura, Kn
Estampadas desarmables	80	18	8,4	216 - 284
Eslabones circulares	50	13	3,2	157
Eslabones circulares	64	18	6,5	294
Eslabones circulares	86	23	11,2	539
Planas de láminas	100	16	10,3	245
Laminadas con láminas dobladas	Hasta 200	-	-	1570

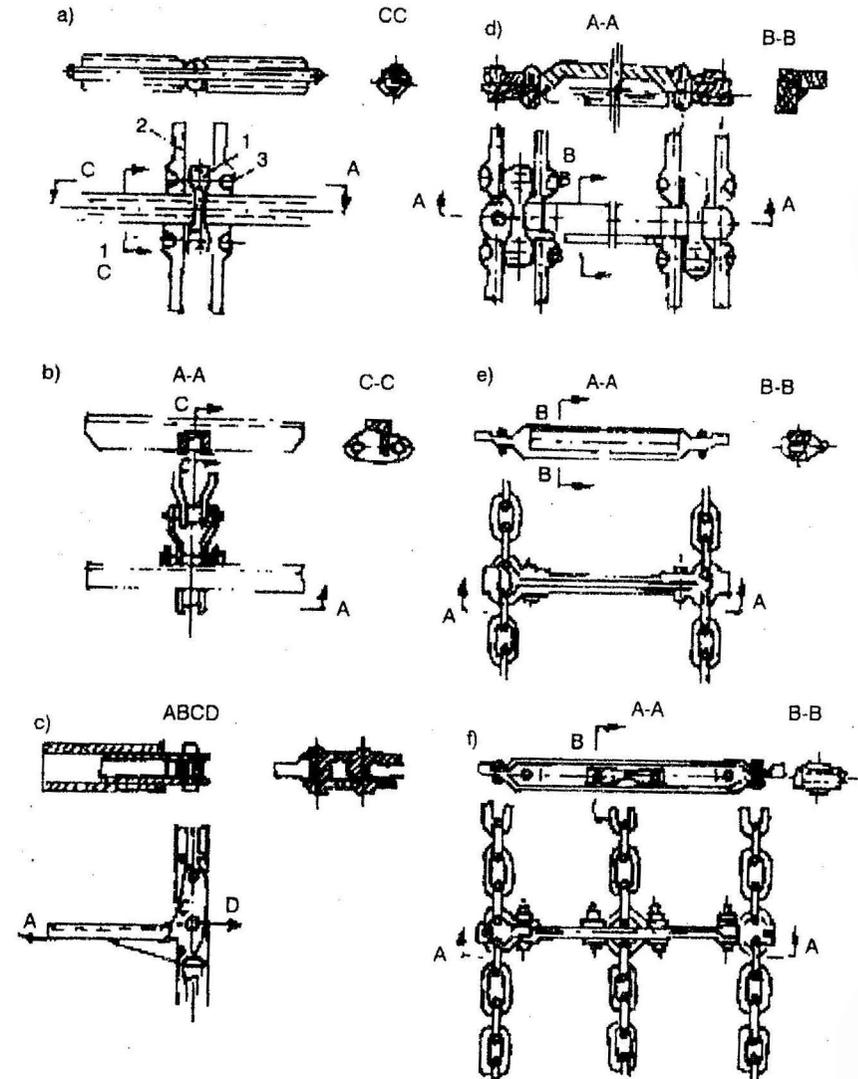


FIGURA 5.2. Órganos de tracción de los transportadores de rastra.

La Tabla 5.1 muestra las características de las cadenas.

- Las cadenas se controlan según su resistencia, a partir de la tensión estática máxima $S_{m\acute{a}x}$ correspondiente al régimen de trabajo estable del transportador, con un factor de seguridad $m=6-8$.

Para dos cadenas:

$$m = \frac{2 S_{rup}}{K_n \cdot S_{m\acute{a}x}} \quad (5.1)$$

Donde:

- S_{rup} : es el esfuerzo de ruptura de la cadena, N;
- $S_{m\acute{a}x}$: es la tensión sumaria máxima de ambas cadenas, N;
- K_n : es el coeficiente de irregularidad de la distribución de la carga entre las cadenas (para cadenas circulares $K_n=1,1$; y para cadenas con eslabones estampados y laminados serán de 1,3).

- Las rastras deben ser rígidas, ligeras, fáciles de unir y desunir con las cadenas. El paso de las rastras se toma de 1 200 - 1 000 mm (cuando se transporta hacia abajo) y de 400 - 600 mm (cuando se transporta hacia arriba).
- La estación motriz consta de motores, reductor, eje motor con estrella (ver Figura 5.3).
- Los motores, por regla general, son asíncronos, raras veces se usan motores neumáticos.
- La unión de los motores con los reductores se realiza directamente o con ayuda de acoplamientos, esto puede ser de unión (cadenas y otros) o de protección (acoplamiento hidráulico, etcétera).
- La estación motriz se provee de aditamentos auxiliares como winches para trasladar el transportador, dispositivos para su anclaje provisional, entre otros.

Las estaciones de tensión. Existen de tensiones móviles en la mayoría de los casos con secciones estacionarias, con equipos de tornillos hidráulicos para establecer la tensión. Las estaciones de tensión se colocan en la cola del transportador.

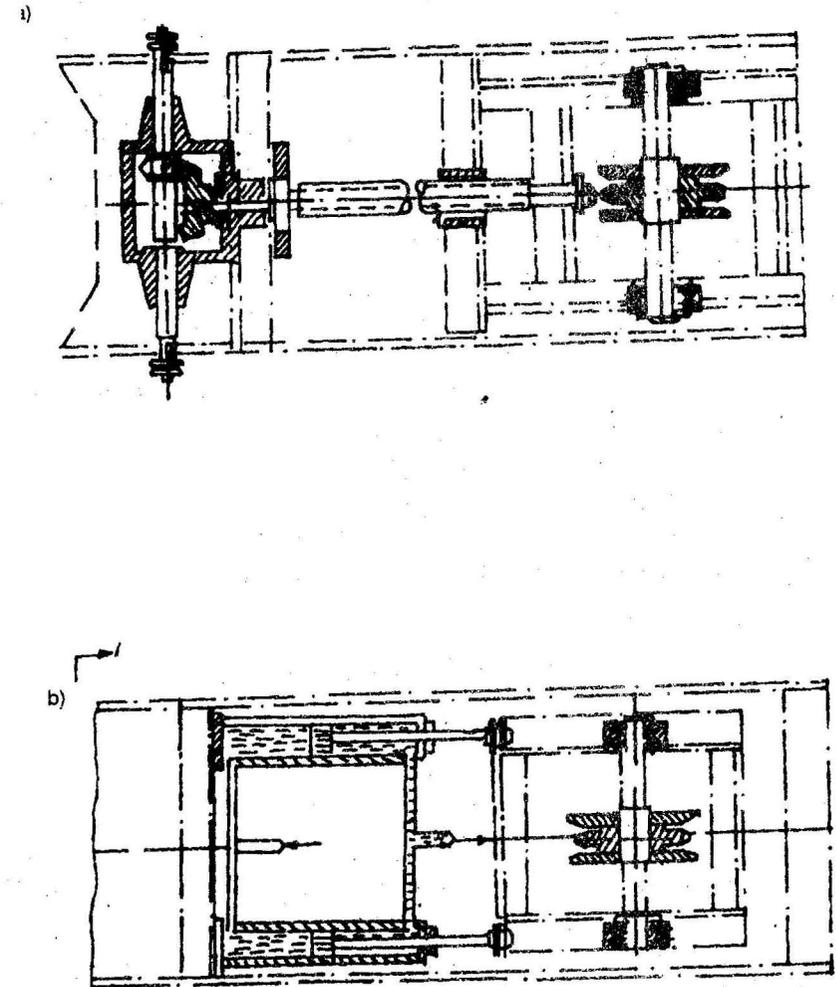


FIGURA 5.3. Transportadores de una cadena.

El conjunto de canalones consta de secciones individuales de 1 a 2,5 m de longitud. Deben ser ligeros, de pequeñas dimensiones, alta resistencia al desgaste, resistencia y rigidez de la construcción, posibilidad de curvas en el plano vertical y el horizontal.

Actualmente se emplean dispositivos especiales para el traslado del transportador sin desarmarlo. Estos dispositivos consisten en equipos hidráulicos o neumáticos.

El acoplamiento hidráulico se emplea del tipo de protección, con volumen complementario y ruedas asimétricas.

Los acoplamientos hidráulicos suavizan las irregularidades, distribuidos entre varios motores, disminuyen, en cierta medida, las cargas dinámicas en el régimen de arrancada, y cuando se traba la cadena.

Las ventajas de los transportadores de rastras se pueden resumir en:

- Alta resistencia mecánica de la cadena y del conjunto de canalones.
- Relativamente pequeñas dimensiones.
- Sencillez en el montaje y el desmontaje.
- Posibilidad de usarlo en otras operaciones (en calidad de apoyo para la combinada o la máquina perforadora u otras).

Las desventajas son:

- Imperfecciones del mismo principio de trabajo (resbalamiento mecánico).
- Elevado gasto de metal y peso.
- Trituración extra de mineral.
- Desgaste intenso de las cadenas y canalones.

Cálculo de los transportadores de rastras. Se determina en primer orden, la productividad del transportador, con la cual precisamente, se selecciona su tipo.

La productividad depende de la sección transversal que toma el material en el canalón, y se determina por la fórmula (1.11), estableciéndose el ancho y la altura del canalón, que será:

$$F_{tm} = B \cdot h \quad , m^2 \quad (5.2)$$

Donde:

B : es el ancho de la rastra, m;

h : es la altura de la rastra o bordes del canalón, m.

El ancho del canalón se controla por la fórmula:

$$S_{min} = (2 - 2,5) A_{m\acute{a}x} \quad (5.3)$$

Donde:

$A_{m\acute{a}x}$: es el mayor diámetro de partículas del material.

$$S_{min} = (2 - 2,5) A_{m\acute{a}x}$$

Cálculo de tracción de los transportadores de rastras. Los cálculos de tracción se realizan sin tomar en cuenta las tensiones dinámicas, ya que ellas no influyen prácticamente en el gasto de energía (actúan cíclicamente, tanto con signo positivo como con signo negativo). Los cálculos de la resistencia de las cadenas se realizan con las cargas estáticas.

Durante su trabajo, en el transportador de rastra se crean diferentes resistencias, las cuales tienen que ser superadas para poner en movimiento la masa minera, estas resistencias son: las provocadas por el roce de la cadena en la rama vacía; en los extremos de las estaciones (bloques de tracción y de tensión); las debidas al paso de las cargas durante su movimiento bajo una pendiente; las surgidas en los mecanismos de transmisión de los motores.

Para el cálculo debe conocerse:

f_1 : es el coeficiente de resistencias, durante el traslado de la cadena por la superficie del canalón.

w : es el coeficiente de resistencia, durante el traslado de la carga por el fondo del canalón.

q_0 : es el peso de la cadena por unidad de longitud (kg/m).

q : es el peso por unidad de longitud de la carga en el transportador (kg/m).

β : es el ángulo de inclinación del transportador (grados).

L : es la longitud del transportador (m).

Selección del lugar de instalación de motores y su cantidad

La selección de las variantes se realiza al hacer las siguientes deducciones: constructivas, comodidad de la explotación, disminución de la tensión máxima.

Para un transportador recto, la potencia del motor prácticamente no depende del lugar de instalación del motor, ya que la fuerza de tracción no es

consecuencia de la tensión. Para transportadores con curvas, la fuerza de tracción de las ramas depende de la tensión, y la situación del motor puede, en principio, influir en la potencia, pero ello no es significativo y no constituye una base para seleccionar el lugar del motor.

Para el análisis detallado de la colocación del motor debe hacerse el esquema del transportador, señalando con una flecha la dirección de la carga y el ángulo de inclinación, además, hay que considerar varios factores.

1. Por regla de seguridad no se debe colocar el motor arriba cuando esta parte de la excavación sea peligrosa por gas.
2. Es inconveniente e inseguro, por regla de explotación, colocar el motor abajo.
3. Se exige que la cadena trabaje con la menor tensión posible.

Es sencillo demostrar que el motor debe colocarse a la salida del material.

Nos basaremos en un cálculo práctico donde dos transportadores (I y II), exactamente iguales, transportarán la misma carga, pero tendrán sus motores en lados opuestos.

En los cálculos aceptaremos que la tensión de salida de la cadena será la previa, dada en la estación de tensión.

Se debe colocar el motor en el extremo cuya rama ofrezca la mayor resistencia al movimiento.

Se deduce pues, que es más ventajoso colocar el motor en la salida del material, ya que del otro modo la rama vacía estará tan tensa como la cargada, debido a que el mayor punto de concentración de la tensión es el punto 4, y el esfuerzo del motor para producir el movimiento es sufrido fundamentalmente por la rama vacía, debido a lo cual los eslabones o elementos de la cadena, reciben el doble de la tensión en el caso II que en el caso I.

Al utilizar las reglas de que hemos hablado en los transportadores inclinados, obtenemos las siguientes sugerencias:

- Cuando el transporte se realice hacia arriba, indudablemente la mayor resistencia se producirá en la rama superior o cargada, o sea, en el punto 4 de la rueda motriz.
- Cuando el transporte se realice hacia abajo, la mayor resistencia puede producirse, tanto en la rama cargada como en la vacía, y para colocar el motor correctamente, es necesario hacer previamente un análisis de la situación.

Existe un ángulo con el cual las resistencias de la rama vacía serán iguales a las resistencias de la rama cargada, o sea:

$$W_c = W_v$$

Sea el ángulo β_0 y le llamaremos ángulo crítico o ángulo de igual equilibrio. Si el ángulo de inclinación de nuestro transportador coincide con éste, entonces será indiferente donde colocar el motor, arriba o abajo.

Si el ángulo es mayor que el crítico:

$\beta > \beta_0$, entonces $\omega_v > \omega_c$ y colocamos el motor arriba.

Sin embargo, si dicho ángulo es menor que el crítico $\beta < \beta_0$ entonces $\omega_c > \omega_v$, y tendremos que colocar el motor en el extremo inferior.

Cálculo del ángulo crítico. Según planteamos anteriormente, el ángulo crítico surgirá de la siguiente ecuación.

$$W_v = W_c$$

Las resistencias en la rama cargada serán:

$$a) W_c = q_0 \cdot L \cdot f_1 \cdot \cos \beta_0 - q_0 \cdot L \cdot \sin \beta_0 + q \cdot L \omega' \cos \beta_0 - q \cdot L \cdot \sin \beta_0 \quad (5.4)$$

Las resistencias en la rama vacía serán:

$$b) W_v = q_0 \cdot L \cdot f_1 \cdot \cos \beta_1 + q_0 \cdot \sin \beta_0 \quad (5.5)$$

Igualando (a) y (b) y resolviendo, tenemos:

$$\tan \beta_0 = \frac{q \cdot \omega_1}{2q_0 + q} = \frac{\omega_1}{2 \frac{q_0}{q} + 1} \quad (5.6)$$

Las demás ecuaciones que rigen el movimiento después de situar el motor, se encontrarán aplicando el sistema de análisis del contorno del transportador por puntos (Figura 5.4).

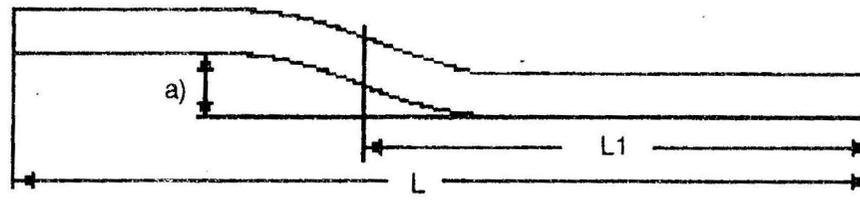


FIGURA 5.4. Esquema para el análisis del contorno por puntos.

Al tener el valor de la tensión en el punto 1 encontramos el valor en el punto 2.

$$S_2 = S_1 + S W_{1-2} \quad (5.7)$$

$$W_{1-2} = W_v = q_0 \cdot L (f \cos \beta + \operatorname{sen} \beta) \quad (5.8)$$

$$S_2 = S_1 + q_0 \cdot L (f \cos \beta + \operatorname{sen} \beta) \quad (5.9)$$

$$S_3 = S_2 + S W_{2-3} = \quad (5.10)$$

$$= S_2 + 0,1 S_2 = 1,1 S \quad (5.11)$$

El valor de las resistencias puede calcularse por mecánica teórica, pero se puede tomar sin errores significativos un 10 % de la tensión del órgano de tracción en el punto de salida sobre la estrella (punto 2).

$$S_4 = S_3 + W_c \quad (5.12)$$

$$S_4 = S_3 + q_0 \cdot L (f \cos \beta - \operatorname{sen} \beta) + q \cdot L (\omega' \cos \beta - \operatorname{sen} \beta) \quad (5.13)$$

Cuando se tenga determinada la tensión en todos los puntos, podremos determinar el esfuerzo de tracción necesario en el árbol de la rueda motriz, con cuyo valor se determinará la potencia del motor.

$$W_0 = S_4 - S_1 + W_{4-1} \quad (5.14)$$

La resistencia $w_{4,1}$ se puede tomar de 4 a 5 % de la suma de las tensiones de entrada y salida, en la estrella motriz.

La potencia del motor se calcula por la fórmula (1.39).

$$N = K \frac{W_0 \cdot v}{1000 \eta} \quad (5.15)$$

Particularidades del cálculo cuando la traza del transportador es una curva

En los tramos curvos, lo cual es característico en los transportadores móviles, las resistencias de las ramas cargadas y vacías son afectadas por la fricción de las paredes laterales de los canalones y en las guías de las cadenas.

Si designamos por L la longitud total del transportador; L_1 la distancia desde el bloque motor hasta la parte curva; S_1 continúa llamándose a la tensión inicial en el punto 1.

Admitimos que la carga del transportador se realiza cerca de la parte curva, y despreciando la longitud de esta sección, podemos determinar las resistencias en las ramas cargadas y vacías del transportador.

$$W_v = q_0 L (f_1 \cos \beta \pm \operatorname{sen} \beta) + [S_1 + q_0 L_1 (f_1 \cos \beta \pm \operatorname{sen} \beta)]$$

$$(e^{\mu\alpha} - 1) = q_0 (f_1 \cos \beta \pm \operatorname{sen} \beta) [L + L_1 (e^{\mu\alpha} - 1)] + S_1 (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (5.16)$$

y

$$W_c = q_0 \cdot L (f_1 \cos \beta \pm \operatorname{sen} \beta) + q L_1 (\omega' \cos \beta \pm \operatorname{sen} \beta) + q_0 (L - L_1) (f_1 \cos \beta \pm \operatorname{sen} \beta) (e^{\mu\alpha} - 1) + (W_v + S_1) K_2 (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (5.17)$$

Donde:

K_2 : es el coeficiente que toma en cuenta la resistencia en el árbol movido $K_2 = 1,05-1,06$;

β : es el ángulo de curvatura del transportador.

Supervisión de las dimensiones de seguridad de los transportadores de rastras

Para hallar este parámetro, se hace necesario calcular la tensión en el órgano de tracción.

La tensión total será:

$$S = S_{max} + S_{din} \quad (5.18)$$

Donde:

S_{max} : es conocida del cálculo anterior. La tensión dinámica puede calcularse, pero no se incurre en errores grandes si se plantea que:

$$S_{din} = (0,3 - 0,4) ent \quad (5.19)$$

El valor de esta tensión se toma como base para el cálculo de las dimensiones de seguridad de la cadena.

En las Tablas 5.2 y 5.3 se muestran las características principales de los transportadores de rastras fabricados en la antigua URSS.

TABLA 5.2. Características principales de los transportadores

Tipo de transportador	Corta característica	Product. máxima, t/h	Longitud, m	Potencia de un motor, kW	Número de motores
C-48	De una cadena desarmable ligera	70	60	15	1
C-53	De una cadena, desarmable	120	120	22	1
C-53	Igual C-53 con motores menos potentes	60	60	7	1
CP-52	Dos cadenas desarmables	120	200	22	1-2
CP-70	Igual anterior	260	300	-	-
CP-73	Dos cadenas desarmables de freno	300	250	32	1-4
CK-38	De una cadena desarmable con rastras enterizas	120	165	22	1-2
CK-105	De una cadena con rastras enterizas, rígido	150	150	22	2
C-40	Dos cadenas móviles flexibles	120	170	22	1-2
C-48	Igual anterior	150	260	-	-
		170	220	32	1-4
C-63	Igual anterior	220	250	-	-
		260	180	32	1-4
C-63/1	Dos cadenas móviles rígidas	120	80	32	1
C-63/k	Dos cadenas móviles rígidas	120	80	32	1
C-63/C ₁	Dos cadenas móviles flexibles	250	300	40	2
C-63/C ₂	Dos cadenas móviles rígidas	250	300	40	4
C-301	Dos cadenas	732-1092	120-180	110	2-3
CP-70M	Dos cadenas	450-500	100-150	32-45-55	2-4
C53-MY	Una cadena	120-180	120-150	32-45	1
CK-38M	Una cadena	125	150	30	1

TABLA 5.3. Características de los transportadores de rastras para minas metálicas

Parámetros	Unidad de medida	Tipo de transportador			
		50	27	50	30
Longitud de transportación	m	50	27	50	30
Productividad	t/h	500	150	300	500
Potencia del motor	kW	100	-	32	55
Velocidad del movimiento de la cadena	m/s	0,16	0,18	0,15	0,22
Tipo de cadenas		Laminada	Circular	Circular	Circular
Distancia entre cadenas	mm	600	-	-	-
Esfuerzo de ruptura de una cadena	Kn	1500	-	300	500
Peso total	t	33	-	-	-

Ejemplo de cálculo de un transportador de rastra

Se tienen como datos la productividad $A = 200$ t/turno (toneladas por turno); $l = 120$ m; $\beta = 10^\circ$; potencia del manto 1,2 m; se carga carbón, $\gamma = 0,9$ t/m³. Se extrae el manto con una combinada del tipo Donbás-IG. El tiempo de operación para el trabajo planificado es de 4,8 horas.

El cálculo del flujo para determinar el transportador será:

$$Q_c = \frac{AK_0}{T_{op}} = \frac{200 \cdot 2}{4,8} = 84 \text{ t/turno}$$

Según la Q_c y la tecnología de extracción, se selecciona el transportador C-53 (Tabla 5.2) cuya velocidad, $V = 0,73$ m/s; el peso unitario de la cadena con las rastras $q_0 = 1325$ N/m; el esfuerzo de ruptura de la cadena será $S_{rp} = 216$ kN; la potencia del motor $N = 32$ kW.

La productividad de manual $Q_p = 120$ t/h, no es necesario controlarla debido a las condiciones medias de uso.

La productividad media es:

$$Q_m = \frac{200}{4,8} = 42 \text{ t/h}$$

Tiempo de movimiento de la carga a lo largo del transportador

$$t = \frac{l}{v} = \frac{120}{0,73} = 165 \text{ s} = 0,046 \text{ h}$$

El coeficiente de irregularidad para el cálculo de tracción:

$$k = 1 + \frac{K_0 - 1}{\sqrt{\frac{Q_m - 1}{G}}} = 1,87$$

Peso unitario de la carga:

$$q = \frac{Q_m K g}{3,6 v} = \frac{43 \cdot 1,87 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 0,73} \approx 300 \text{ N/m}$$

$$\begin{aligned} \omega_{3-4} &= qL(\omega_1^1 \cos \beta - \text{sen } \beta) + q_0 L(\omega_0^1 \cos \beta - \text{sen } \beta) = \\ &= 300 \cdot 120(0,45 \cos 10^\circ - \text{sen } 10^\circ) + 132,4 \cdot 120(0,35 \cos 10^\circ - \text{sen } 10^\circ) = 17\,412 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\omega_{1-2} = q_0 L(f \cos \beta + \text{sen } \beta) = 132,4 \cdot 120(0,35 \cos 10^\circ + \text{sen } 10^\circ) = 6\,339 \text{ N}$$

Según el esquema de tensiones (ver Figura 5.5 e):

$$S_1 = S_p = 2\,940 \text{ N}$$

$$S_2 = S_1 + \omega_{1-2} = 2\,940 + 6\,339 = 9\,279$$

$$S_3 = S_2$$

$$S_4 = S_3 + \omega_{3-4} = 9\,279 + 17\,412 = 26\,691 = 26,7 \text{ kN}$$

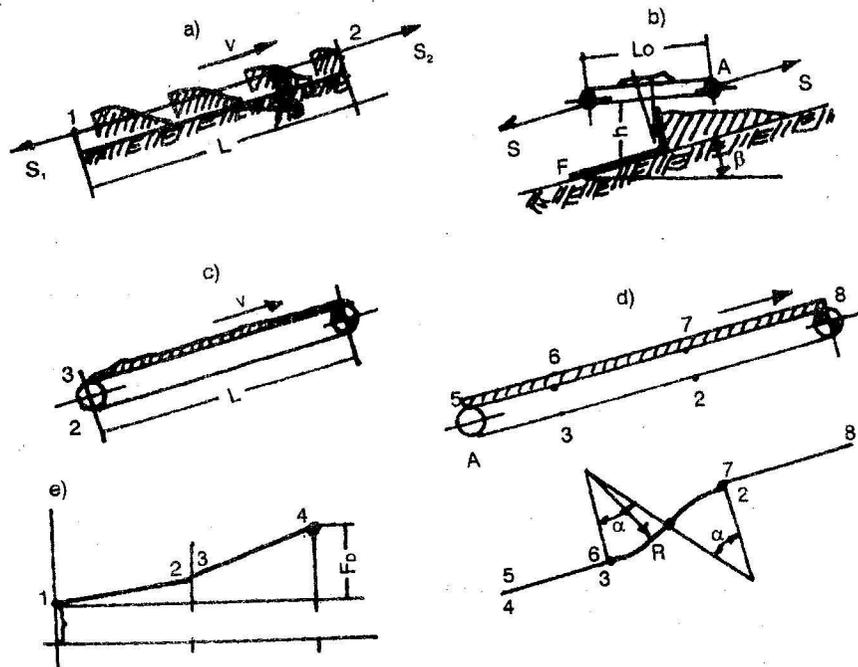


FIGURA 5.5. Esquema de tensiones durante la carga.

Factor de seguridad de cadena:

$$M = \frac{S_{rup}}{S_{m\acute{a}x}} = \frac{215\,820}{26\,691} = 8,08$$

Esfuerzo de tracci3n en el motor:

$$\omega_0 = S_4 - S_1 = 26\,691 - 2\,940 = 23\,751 = 23,8 \text{ kN}$$

Potencia del motor:

$$N = \frac{\omega_0 v K_r}{1000 \eta} = \frac{23\,751 \cdot 0,73 \cdot 0,8}{10\,000,85} = 16,31 \text{ kW}$$

La potencia del motor y la resistencia de la cadena son suficientes, entonces, el transportador seleccionado cumple con las condiciones necesarias.

Transportadores de láminas

Estos transportadores segun el principio de acci3n, son diferentes a los estudiados anteriormente, ya que en los mismos la carga o material no se mueve respecto al 3rgano de transportaci3n y permanece estática encima de la superficie formada por las láminas metálicas colocadas en serie sobre las cadenas que sirven de 3rgano de tracci3n, las cuales son movidas por las estrellas motrices de uno de los extremos (ver Figura 5.6).

Existen varios tipos de transportadores, los cuales se pueden clasificar segun los siguientes parámetros:

Por su destino: subteraneos, para minas de carb3n y metálicas; de uso general, transportadores estacionarios para la superficie de la mina y planta de beneficio.

Segun el tipo de apoyo de la banda de láminas: de rodillos m3viles donde 3stos se trasladan junto con la banda; con rodillos fijos.

Segun el tipo de láminas en la secci3n longitudinal: con láminas planas; con láminas onduladas con travesaños.

Segun la secci3n transversal: sin bordes (con bandas planas) (ver Figura 5.6 f); con bordes fijos (ver Figura 5.6 g) y m3viles (con canalones) (ver Figura 5.6 h).

Los transportadores de láminas pueden ser, como en el caso de los transportadores de rastras, de uno o varios motores.

El tipo de carga que transporta este equipo es limitada. La productividad es de hasta 400 t/h y más, la longitud del transportador con un solo motor, llega hasta 600 m, y con equipos intermedios hasta 2 000 m. El transportador es posible curvarlo en el plano hasta un radio de 20 m con rodillos m3viles, y hasta 3 m con rodillos guías. El ángulo de inclinaci3n con láminas planas llega hasta 28° hacia arriba y 22° hacia abajo, y hasta 40° cuando posee travesaños.

Ventajas: tienen la posibilidad de transportar material por excavaciones sin recargas a grandes distancias; y además, la facilidad de transportaci3n de cargas pesadas y abrasivas.

Desventajas: poseen un elevado gasto de metal, construcci3n compleja, alto costo.

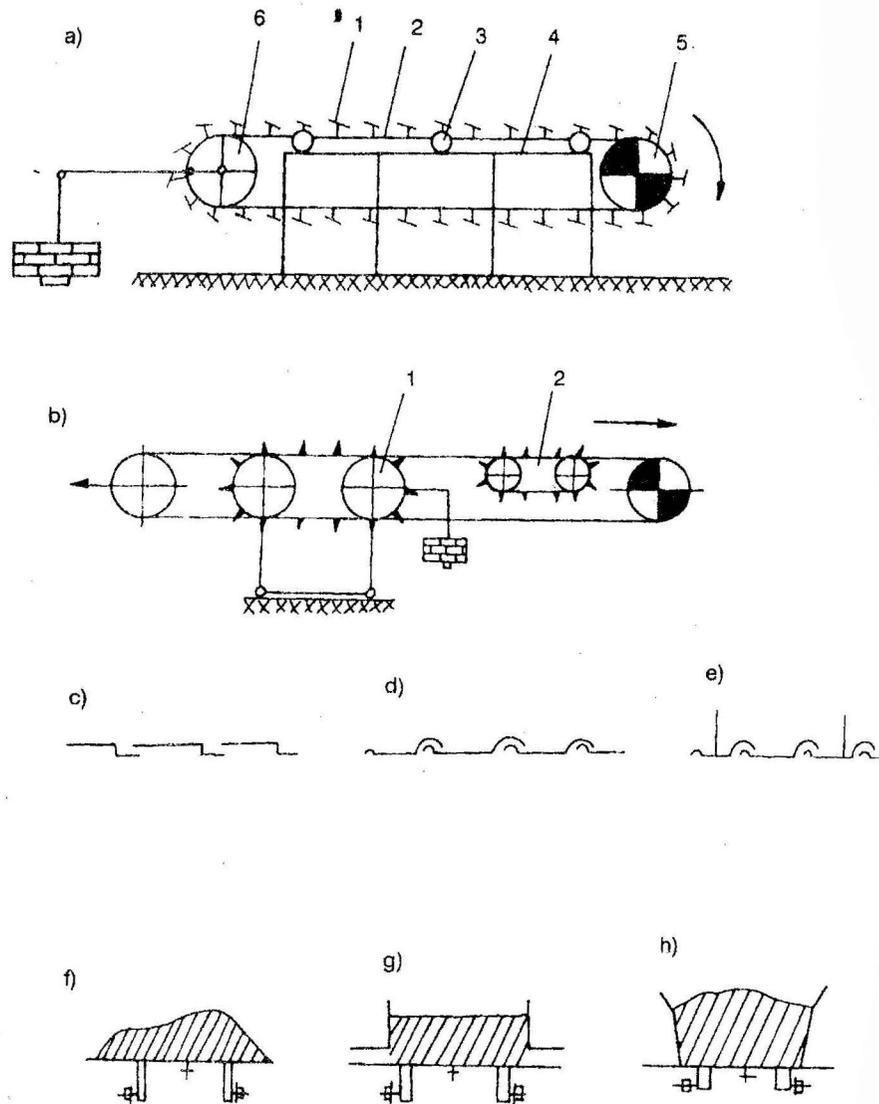


FIGURA 5.6. Esquemas principales de los transportadores de láminas.

Los transportadores de láminas se emplean en calidad de alimentadores. La productividad de los transportadores de láminas se determina por la fórmula general:

El ancho de las láminas se controla según la fórmula:

$$B_{min} = 1,7 A_{max} + 200 \text{ mm} \quad (5.20)$$

Transportadores de bandas

El uso de los transportadores de bandas, ha tenido en los últimos años un gran auge en la industria minera, tanto subterránea como a cielo abierto. La aplicación del principio de acción continua se ha generalizado donde las condiciones lo permiten, el crecimiento del número de transportadores de banda está justificado por un gran número de causas.

En las canteras modernas, donde se exigen grandes potencias productivas, se emplea exitosamente el transportador de banda, aumentando la productividad del trabajo en 3-4 veces y más.

El transportador de banda es preferible en aquellos casos en que se trasladan grandes volúmenes de material, fundamentalmente de consistencia ferrosa (o rocas friables), y donde se puede mantener una línea lo más recta posible en los frentes continuos de trabajo. También se emplea bastante para trasladar rocas duras y minerales metálicos.

Los transportadores de banda se caracterizan por un margen muy amplio en su productividad, alcanzando en labores a cielo abierto, hasta varios miles de toneladas por hora (en las instalaciones más productivas, se alcanza a veces más de 20 000 t/h).

La longitud de los transportadores de banda, con un solo equipo de tracción, varía en amplios límites, desde decenas hasta varios miles de metros.

La trituración del material, previamente, es una característica de la transportación por bandas de las rocas duras y los minerales metálicos. En estos casos, la instalación de trituración mecánica se traslada a la cantera o se sitúa en otro lugar del combinado. Las mismas permiten obtener el material con una granulometría uniforme y de un tamaño relativamente pequeño.

Las particularidades de explotación de los transportadores de banda en las canteras, a partir de las propiedades físico-mecánicas de las rocas son las siguientes:

1. Caída del material encima de la banda y la construcción de los transportadores, esto tiene especial influencia sobre todo cuando se trata de materiales arcillosos húmedos.

2. Límites de la granulometría de las rocas duras y los minerales metálicos transportados en la banda.
3. Ángulos admisibles de transportación en dependencia de las propiedades de las rocas y los minerales que se transportan.

En las minas a cielo abierto influyen grandemente en la productividad los periodos de lluvia, esto es particularmente importante en los países tropicales, donde se encuentra este fenómeno como uno de los pocos factores influyentes. En los meses de lluvia, la productividad de la instalación puede bajar ocasionalmente en más de 25 %. En las minas de Nicaro, de la costa norte de Holguín donde el mineral es altamente adhesivo, por motivo de las lluvias, es necesario parar la instalación varias veces durante un turno, y en ocasiones, el turno completo, disminuyendo la productividad horaria, y por turno, prácticamente a cero.

→ En las minas subterráneas, se propagó menos el uso de los transportadores de banda, debido a las condiciones de trabajo tan difíciles de estas instalaciones en dicho medio, así como, por las dimensiones de los equipos empleados, sin embargo, actualmente estos factores han sido relegados a otro plano, es preferente el uso de transportadores de banda allí donde se hace necesario la demanda de una alta productividad, principalmente, cuando es permisible el uso de túneles y rampas para el transporte principal hasta la superficie, lo cual evita tener que usar skip o vagonetas por el pozo.

Los transportadores de banda se usan como equipo principal de transporte para las excavadoras de rotor y los puentes formadores de escombreras.

Clasificación general

El principio de acción del transportador de banda, consiste en que la carga descansa sobre el órgano de transportación o banda.

Las partes fundamentales del transportador de banda (ver Figura 5.7) son: la banda 1, que constituye el órgano de transportación y de tracción; los rodillos de apoyo de la rama superior o de trabajo 2; y los de la rama interior 5; la estación motriz 4, para poner en movimiento la banda; estación de tensión 6, para crear la tensión necesaria en la banda y se garantiza con ello la cohesión mínima entre el tambor y la banda, y pueda producirse el movimiento; la construcción de apoyo 3, donde descansarán los rodillos; y la instalación de carga 7, que consiste en una tolva fija o móvil.

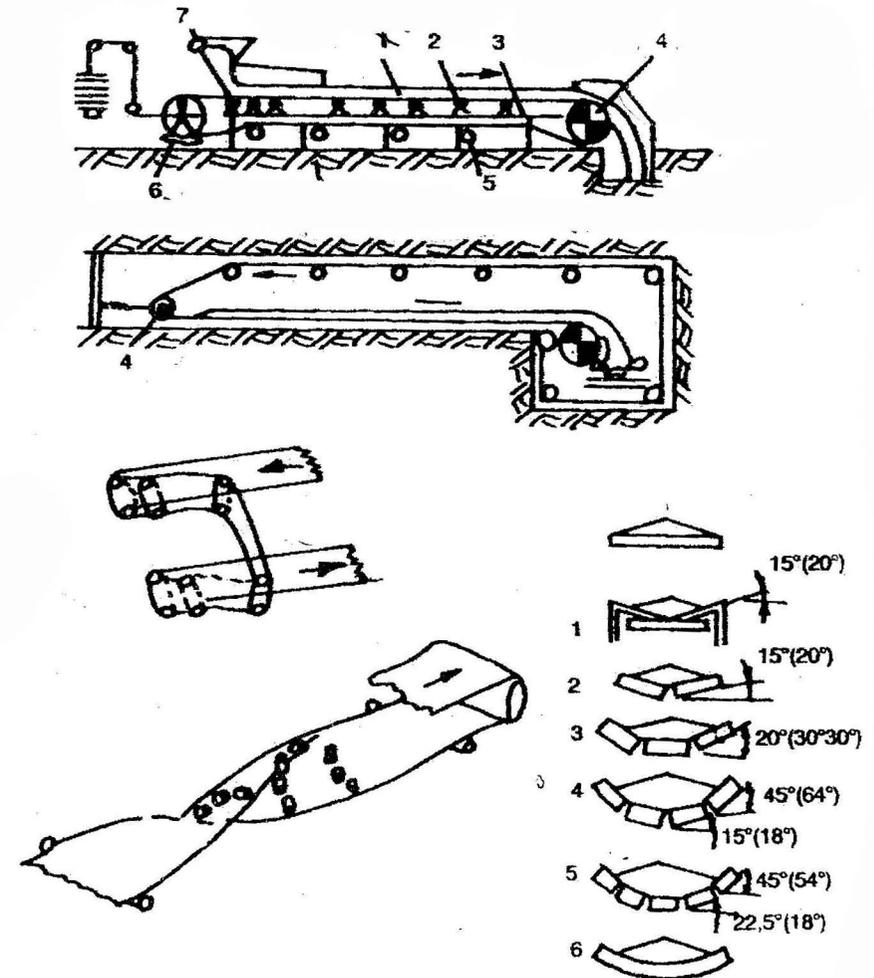


FIGURA 5.7. Esquemas de los transportadores de banda.

Desde el punto de vista minero, los transportadores de banda pueden clasificarse en:

Por su designación. Para uso general, se emplea en la superficie de la mina, plantas de beneficio y otras unidades industriales de superficie; subterráneos; para trabajos a cielo abierto y especiales para máquinas de carga, alimentadores, etcétera.

Según la rama de trabajo. La rama de trabajo pueden ser la superior, la inferior, o ambas.

Por la forma de transportar el material. Puede ser de banda plana (ver Figura 5.8 a) y de banda acanalada (ver Figura 5.8 b, c).

Según el ángulo de inclinación. Para ángulos normales (hasta 14°) bandas planas; para grandes ángulos de inclinación (+20°) bandas especiales, ribetes, travesaños vulcanizados, etcétera.

Partes componentes y explotación de los transportadores de banda

El transportador de banda consta de las siguientes partes fundamentales: la banda (sinfin); el conjunto motor, poseyendo uno o dos tambores motores, uno o más motores y reductores, y también frenos de acoplamiento; la estructura compuesta de secciones individuales que tienen montada encima los rodillos de apoyo, que soportan a la banda en toda su longitud en las ramas de carga y vacía; la instalación de tensión, que sirve para dar a la banda la tensión necesaria. Además, al conjunto del transportador pertenecen, la instalación de carga y descarga, las de limpieza de la banda, pesas automáticas y también aparatos para el control automático o manual de la dirección de uno o varios transportadores.

La banda transportadora. Representa el órgano de transportación y de tracción en forma simultánea, se sostiene en toda su longitud por rodillos y abraza a los tambores motores de tensión y de desvío de la instalación. La banda constituye la parte fundamental del transportador, la más costosa y además la menos duradera del conjunto de la instalación.

De aquí que sea una decisión muy importante la selección del tipo de banda más conveniente, según las condiciones concretas del trabajo y el lugar, además, no menos importante y necesario será el correcto tratamiento de la banda en cuanto al cuidado y el mantenimiento de la misma.

Exigencias a la banda. La banda deberá ser resistente y flexible, tanto en sentido longitudinal, como transversal, resistente al desgaste, ser lo más ligera posible, así como tener poco espesor. Además, éstas pueden tener algunas pro-

iedades complementarias según las condiciones de trabajo, como son: antiinflamables, resistencia al medio agresivo, posibilidad de transportación con grandes ángulos de inclinación, etcétera.

Clasificación de las bandas. Por su designación pueden ser bandas de uso general y especiales (resistentes al calor, para grandes ángulos de inclinación, etcétera (ver Tabla 5.4). De alma; de tejidos vulcanizados (beting); de cordones; de cables, con y sin tejidos; monolíticas; también, existen bandas metálicas de mallas de diferentes tipos.

TABLA 5.4. Características de algunos transportadores de banda

Índices	KL-500	KLM-800	C-160	KLMZ	NKMZ
Ancho de la banda, mm	1 000	1 200	1 600	1 200	1 800
Velocidad de traslación m/s	2,26	2,58	1,6-3,15	3,6	4,35
Productividad horaria, t	500	800	1 600-3 150	1 950*	5 000*
Longitud en el plano horizontal, m	400	800	1 100	800	500
Accionamiento	2 tambores	1 tambor	1 tambor	1 tambor	2 tambores
Potencia del motor kW	75	150	400-800	400	1 500

Nota: *se expresa en m³.

El alma de la banda está compuesta por capas de tejidos de algodón o sintéticos, y también por cables delgados de acero, formados por un gran número de alambres. La cubierta se prepara con caucho natural o con materiales sintéticos especiales, tales como: polividrilos, neopren, anida, caprón, entre otros. Las capas se unen entre sí por medio de otras capas finas (0,2-0,5) mm de caucho o alguno de los materiales sintéticos conocidos.

Actualmente las bandas hechas con materiales sintéticos tienen una resistencia a la ruptura entre 180 y 300 kg/cm. Se preparan también bandas con una resistencia de 400, 500 y 600 kg/cm (Tablas 5.4; 5.5 y 5.6).

El espesor de la capa de trabajo de la cubierta se toma en dependencia de las condiciones de explotación de 3, 4, 5 y 6 mm, y la cubierta o capa libre, de 2 mm. En algunos casos especiales, cuando se transportan pedazos grandes y cargas abrasivas, se toman 10 mm como capa de trabajo.

TABLA 5.5. Características de las bandas tipo Fenoplast

Parámetros	FR 2 240	FR 2 800	FR 3 500	FR 6 000	FR 7 000	FR 8 000	FR 9 000	FR 10 000	FR 15 000
Resistencia a la tracción, N/mm	400	500	630	1 000	1 250	1 400	1 600	1 800	2 500
Tensión de trabajo, N/mm	40	50	63	100	125	140	160	180	250
Grueso estándar, mm	7,0	7,8	8,2	9,3	10,5	10,6	11,0	11,6	14,0
Masa de 1 m ² , kg	8,9	9,7	10,4	11,5	13,5	13,6	13,8	14,5	17,5
Diámetro mínimo del tambor, mm	250	315	400	630	630	800	800	800	1 250

TABLA 5.6. Características de las bandas de cables vulcanizados

Tipo	Diámetro de los cables, mm	Distancia entre cables, mm	Grueso de la banda, mm	Resistencia a la ruptura, kg/cm
2 RTL - 1 500	6,2	15 ± 2	18 ⁺¹ / ₋₂	1 500
2 RTL - 2 500	7,6	14 ± 2	20,5 ^{+1,5} / ₋₂	2 500
1 RTL - 2 500	7,6	14 ± 2	20,5 ^{+1,5} / ₋₂	2 500
1 RTL - 3 150	8,6	15 ± 2	22,5 ± 2	3 150
1 RTL - 4 000	8	15 ± 2	23,0 ± 2	4 000
1 RTL - 5 000	10,5	17 ± 2	25,5 ^{+2,5} / ₋₂	5 000
1 RTL - 6 000	11,5	18 ± 2	26,5 ± 2,5	6 000

En comparación con las bandas con almas, formadas por capas de tejidos de algodón, las bandas con alma de capas sintéticas tienen mayor resistencia a la

ruptura y a la fatiga y a la putrefacción, lo cual es fundamentalmente importante para las condiciones de laboreo a cielo abierto. Sin embargo, las bandas sintéticas requieren estaciones de tensión con una gran distancia de recorrido, debido a su gran flexibilidad.

En los transportadores potentes y largos, se usan principalmente bandas con cables de acero. Estos transportadores se alargan muy poco (no más de 0,25 %) lo cual se considera una buena ventaja, gran durabilidad, buena flexibilidad longitudinal y transversal, gracias a lo cual no es necesario el uso de tambores relativamente grandes y rodillos con ángulos de inclinación laterales de 30° y más. Las bandas se fabrican con cables de diámetros 2,1 hasta 11,6 mm, con límites de resistencia de 700 a 6 000 kg/cm (ver Tabla 5.7).

Los principales parámetros de la banda son: el ancho B , mm; cantidad de capas i , o cables z ; el límite de resistencia de las capas, F , N/cm (en centímetro de ancho de la capa); módulos de elasticidad E ; el peso unitario de la banda q , kg/m; precio de la banda.

Según las normas se fabrican bandas de: 500; 600; 650; 700; 800; 900; 1 000; 1 200; 1 400; 1 600; 1 800; 2 000 y más.

Para bandas de tejidos de algodón, la tensión estática permisible será:

$$S_p = \frac{B \cdot i \cdot f_t}{m} \quad (5.21)$$

Donde:

B : es el ancho de la banda, cm;
 m : es el factor de seguridad.

Para bandas con cables:

$$S_p = \frac{Z \cdot S_{rup} \cdot q}{m} \quad (5.22)$$

Donde:

S_{rup} : es el esfuerzo de ruptura de un cable, N.

La rigidez longitudinal se caracteriza por el alargamiento permisible E_{per} , es decir, el alargamiento que se produce con la tensión permisible S_{per} .

El peso unitario de las bandas de tejidos está dado por la siguiente fórmula:

$$q_b = \gamma_b \cdot B \cdot d \quad (5.23)$$

Donde:

- B : es el ancho de la banda, m;
- d : es el espesor de la banda, tomando en cuenta las capas, mm;
- γ_b : es el peso volumétrico de la banda, kg/dm³.

Para las bandas tipo belting normal: $\gamma_b = 1,1$ kg/dm³, y para las bandas con tejidos sintéticos: $\gamma_b = 1,0$ kg/dm³.

El espesor de la banda:

$$d = (i s + s' + s'') \text{ , mm} \quad (5.24)$$

Donde:

- s : es el espesor de una capa, mm;
- s' y s'' : es el espesor de la cubierta superior e inferior, mm.

Montaje y empate de las bandas

Las bandas se venden por tramos en forma de rollos que pueden tener desde varios centenares de metros de longitud hasta solo unos metros, por lo tanto, es inevitable la necesidad de empatarlas para obtener la banda sin fin de la longitud requerida.

El empate de la banda puede realizarse inmediatamente junto a la instalación o en los talleres. En el último caso, en las instalaciones sólo se realiza un empate para cerrar la banda.

La colocación de la banda sobre los rodillos se realiza desplazándola con ayuda de cables y polispastos, manualmente o con winche. Cuando se cambia una banda vieja por una nueva, en función del cable se usa la misma banda vieja soldada provisionalmente con la nueva y encendiendo periódicamente los tambores motores.

Antes de realizar el cierre de la banda (última vulcanización) es necesario estirar la misma varias veces con una fuerza igual o mayor que la fuerza de tracción con carga. De esta forma se mantiene varias horas en dicha situación, hasta tanto la banda deja de estirarse. Este estiramiento previo de la banda da la posibilidad de acortar el paso de la estación de tensión y evitar el frecuente acortamiento de la misma. El método de empate debe ser tal, que la banda no se debilite en ese punto y tampoco se produzcan abultamientos en los mismos.

Por sus propiedades, actualmente es casi exclusivo el uso de la vulcanización para el empate de bandas; esto satisface una buena resistencia y durabilidad del empate, casi igual a la banda entera.

La vulcanización puede hacerse en caliente o en frío. Cuando se empaten bandas con capas, sus extremos se descubren escalonadamente capa a capa, bajo un ángulo de 27-30°, después se limpia de goma, se lava con bencina o acetato de etilo, se seca, se unta de sustancia adhesiva y se vulcaniza en una prensa para vulcanización estacionaria o transportable. Cuando se realiza la vulcanización en caliente, se hace necesario mantener la parte interesada en vulcanizar bajo una temperatura determinada, alrededor de 140-145°, lo cual se logra con la plancha eléctrica, que debe estar en vulcanización un tiempo determinado con una presión acorde al tipo de material.

Según recomendaciones extraídas de los institutos de proyectos especializados se debe tomar una longitud total en el empate de 200-400 mm, de modo que la longitud de cada escalón será:

$$l'_{emp} = \frac{l_{emp}}{i-1} \quad (5.25)$$

Donde:

- i : es el número de capas en la banda.

Cuando se unen los extremos de las bandas con incrustaciones de cables, si éstos están distribuidos en intervalos, se limpian en cierta longitud (900-200) mm. Los cables se entremezclan en un plano, el espacio entre ellos y la superficie se rellena del nuevo material y en caso de que sea necesario se cubre con un tejido protector, después de lo cual se procede a la vulcanización. Si los mismos están dispuestos sin intervalos, sus extremos se cortan escalonadamente y se colocan

a tope. En ambos casos, la resistencia del empate se garantiza con el recubrimiento de éstos por la goma u otro material.

La desventaja del uso de la vulcanización en caliente es, que es necesario el empleo de una prensa, con un sistema de resistencias eléctricas. Por eso se está utilizando mucho la vulcanización en frío a través de un pegamento especial que no necesita altas temperaturas. Con las bandas incrustadas de cables, sólo se usa la vulcanización en caliente.

Cuidado de la banda

El plazo de servicio de las bandas es variable, en dependencia, como es lógico, del tratamiento y las condiciones de trabajo en que ella se encuentre, y además, de la calidad y el tipo de materiales de que está compuesta la misma. Este último aspecto influye también en el costo de producción y su precio en el mercado.

El tiempo de trabajo de las bandas con tejidos de algodón (belting normal), fluctúa entre 1 y 2,5 años como promedio, usándolas para el traslado de materiales desde el carbón hasta la piedra caliza.

El tiempo o plazo de servicio de las bandas que están compuestas por capas sintéticas, alcanza hasta cinco años y más algunas veces, y con el uso de bandas con incrustaciones de cables de 5 a 10 años.

La destrucción de la banda comienza frecuentemente por la destrucción del borde. Si la banda se descentra en determinada sección, es necesario buscar el estado de los rodillos y poleas, y descubrir la pérdida de línea u horizontalidad del conjunto, en el tramo que se analiza. Cuando la banda se desliza hacia un lado, en un tramo en toda su longitud, se debe buscar el defecto en el estado de este tramo, los empates de bandas y la carga irregular del material.

En la práctica, se encuentra siempre un conjunto de factores que provocan la salida de la banda de su eje; por lo que no es fácil establecer la causa principal de este hecho; sin embargo, con una observación detallada del movimiento de la banda durante varias revoluciones en diferentes puntos del transportador, se puede seguir la trayectoria de su movimiento y determinar la causa de su deslizamiento lateral.

Uno de los puntos críticos donde se pueden producir daños mecánicos en la banda, es en el dispositivo de carga. La velocidad del material que se carga en la banda, comúnmente no es igual a la velocidad de la misma; cada pedazo,

antes de alcanzar la velocidad de ésta, resbala en ella y desgasta la capa de trabajo. Conociendo este fenómeno negativo para la duración de la banda, es necesario tener varios recursos, con el objetivo de evitar que la influencia de estos fenómenos sea muy grande.

Para que la carga tenga al contacto con la banda una velocidad cercana a la velocidad de la banda y disminuya el desgaste de la misma, se recomienda hacer la carga a través de un canalón, y en caso de producirse la recarga de un transportador a otro bajo un ángulo recto, se deberá hacer a través de un canalón con una pared de tope.

El golpe de los pedazos en la zona de carga sobre la banda puede amortiguarse haciendo más densa la batería de rodillos en esa zona, empleando rodillos especiales en forma de anillos de goma. Además de los rodillos mencionados, puede utilizarse en los rodillos de apoyo.

Una de las causas del desgaste de las capas externas de la banda es el dispositivo de limpieza, debiendo ser atentamente observada esta acción y tomadas las medidas adecuadas al caso.

El cuidado de la banda debe realizarse por un personal calificado, que conozca la construcción y el trabajo del transportador.

Es necesario observar la banda diariamente, prestando gran atención al estado de las cubiertas y los empates. Diariamente se revisa si la banda se recuesta sobre la parte metálica del transportador y como trabajan los rodillos de apoyo. No menos de una vez por semana es necesario revisar el estado de los rodillos. Los rodillos que no giren, se deberán sustituir. Si en el transportador existen rodillos de apoyo correctores, entonces es necesario revisarlos semanalmente y comprobar la calidad en su rotación. En esta actividad se emplean dispositivos que señalan las incorrecciones en el movimiento.

Hay que prestar atención especial al trabajo de los dispositivos de limpieza. Los dispositivos deben extenderse en toda la superficie de la banda y no dejar puntos sin limpiar. Es necesario cuidar el material para que este no caiga sobre la rama vacía de la banda, los tambores deben ser provistos de limpiadores de rastrillos.

La transmisión del esfuerzo de tracción es muy importante, de aquí que sea necesario observar con frecuencia el bloque motor para recurrir a su solución en caso de que haya patinaje entre la banda y el tambor.

Por lo menos una vez al mes es necesario realizar una revisión profiláctica completa y de reparación del transportador. En estas revisiones es necesario

comprobar la correcta rotación de todos los rodillos del transportador, el trabajo de todos los dispositivos de seguridad (defensa), el estado de todos los equipos mecánicos y de la banda.

Hay que entender bien el engrase de todos los dispositivos del transportador. Estos deben ser engrasados según los plazos establecidos en el plan MPP para la explotación del transportador.

Estructura de apoyo de la banda

Secciones. Son la parte intermedia de los transportadores, está formada por secciones metálicas individuales que poseen en su parte superior los asientos para los rodillos. En algunas construcciones, los listones longitudinales se usan para proteger los extremos de la rama inferior, en otras construcciones, la rama inferior se protege con láminas destinadas especialmente para esa función, las cuales están distribuidas a todo lo largo de la instalación, debajo de los apoyos de rodillos superiores se fijan o instalan en bases de madera u hormigón (cuando se trata de transportadores potentes) por medio de anclajes metálicos. Las secciones de los transportadores móviles y los cargadores se preparan de construcciones ligeras.

Las secciones deben cumplir los siguientes requisitos:

1. Deben ser sencillas desde el punto de vista constructivo, ligeras y resistentes. Las dimensiones deben ser tales, que permitan su transportación en los medios de transporte convencionales, tanto en superficie como en condiciones subterráneas, donde las mismas deben reunir cualidades especiales.
2. El método de unión debe ser sencillo, de modo que su arme y desarme no ofrezca dificultades. Las mismas deben estar compuestas por el mínimo de elementos.
3. El método de unión de éstas debe garantizar una estricta rectitud en el plano horizontal, y posibilidades de curvaturas en el plano vertical.
4. La instalación de los rodillos debe ser segura. El sistema de los rodillos debe evitar que la banda se corra hacia los lados.
5. Debe ofrecer comodidad para la observación de los rodillos inferiores, así como, el movimiento de la rama inferior. La situación de esta última debe ser tal, que no excluya el contacto de la misma con el suelo.

A la estructura completa del transportador pertenecen: la sección de la cabeza para la descarga y dirección; la sección de la cola (a menudo conjuntamente con el sistema de tensión); las secciones lineales normalizadas, cuya cantidad depende de la longitud de la instalación; la sección para el paso de las secciones intermedias a la cabeza, si la última está situada más arriba. En algunas construcciones, además, pueden existir secciones telescópicas para el alargamiento del transportador.

Los apoyos de rodillos. Están destinados para soportar la banda en toda su longitud. Constan de rodillos (Figura 5.8) y la estructura o rama donde se fijan los mismos. Los rodillos centran a la banda y le dan la forma acanalada en caso necesario. El tipo principal de apoyo es de tres rodillos, para bandas muy anchas (2 metros y más) se emplean apoyos con cuatro y cinco rodillos para la rama cargada y para la rama vacía, se emplea uno o dos rodillos.

Los rodillos pueden ser centralizadores, que sirven para mantener la banda recta; amortiguadores, que se emplean para amortiguar los golpes del material en el lugar de caída de los pedazos sobre la banda.

Conjuntamente con los juegos de rodillos, fijados rigidamente en los soportes, están tomando mayor uso los apoyos colgantes de rodillos (tipo guirnalda), colgados a lo largo de las barras entre soportes o en cables que se tienden entre éstos.

Los ejes de los rodillos de los apoyos colgantes se unen entre sí en forma abisagrada (Figura 5.8). También puede ponerse el juego de rodillos en forma de tubo, instalados en un tramo de cable. Según datos prácticos, los apoyos de rodillos de este tipo, principalmente los que se cuelgan de cables, son mucho más flexibles y soportan de manera más suave los golpes de los pedazos grandes, aumentando el plazo de servicio de la banda de una forma considerable, así como de los propios rodillos.

Desde el punto de vista constructivo hay una gran variedad de rodillos, sobre todo por el sistema de instalación de los cojinetes y el modo de aislarlos del ambiente de polvo y humedad, engrasarlos, etcétera. Según la construcción general de los rodillos existen dos tipos principales: con ejes pasantes inmóviles, a los cuales se les anclan los cojinetes; y los que están provistos de semi-ejes que giran en virtud de los cojinetes que están fijados en una especie de vasos rígidos. La propiedad general de los rodillos es que deben ser lo más ligeros posible, no ofrecer resistencia a la rotación y ser bastante duraderos.

Los rodillos con semi-ejes tienen menor peso que los del primer tipo y una hermetización de los cojinetes más sencilla, sin embargo, son muy susceptibles a las combaduras, con las cuales pueden trabarse los cojinetes, por eso en los transportadores que se usan a cielo abierto se emplean más frecuentemente los de eje rígido.

El estado del engrase de los cojinetes que componen el rodillo, es fundamental para un plazo de servicio largo del mismo, e indirectamente de la banda. Los cojinetes de los rodillos deben ser engrasados periódicamente, cuando el aislamiento del medio ambiente nocivo no es seguro. El perfeccionamiento de la hermetización de éstos, al usar dispositivos de laberinto de varios escalones, los cuales se fabrican de diferentes tipos de materiales, permite el uso de cojinetes sellados o semisellados que exigen el engrase, a lo sumo, una vez cada dos años. El engrase de los mismos se realiza con ayuda de un engrasador de compresión.

La carcasa de los rodillos se hace regularmente de tubos que han sido maquinados en sus extremos con el objetivo de instalarle los dispositivos de hermetización y los rendimientos que se acoplan con los ejes. Para buscar aligerar los rodillos, se emplean otros rodillos y formas constructivas.

Los rodillos para la rama vacía, por los cuales pasa la cara de trabajo sucia de la banda, frecuentemente se preparan con anillos, ya que este tipo de rodillo satisface mejor la limpieza de la banda y se ensucian menos. En los transportadores con bandas muy anchas comúnmente se instalan éstos bajo un ángulo de 10 a 15° con la horizontal, con lo cual se consigue también cierta acción centralizadora, a veces con estos mismos fines se colocan rodillos en espiral con rosca desde el centro hacia afuera en sentido inverso.

Para establecer el diámetro mínimo de los rodillos es necesario tener en cuenta el ancho de la banda y la velocidad de trabajo, así como la característica de la carga, principalmente su paso volumétrico a granel y la granulometría. Está claro que con el aumento del diámetro de éstos se produce un movimiento más suave de la banda y menos resistencia a la rotación, aunque es mayor el peso del mismo.

En el caso general para la selección del diámetro de los rodillos, pueden emplearse los datos de la Tabla 5.7.

TABLA 5.7. Peso de las partes rotatorias de los rodillos en los transportadores de bandas

Ancho de bandas, mm	Diámetro del rodillo D, mm	Longitud del rodillo, mm	Peso de las partes rotatorias, kg
500	108	120	14
		240	20
650	108	120	12
		240	19,5(1)
800	133	340(1)	16,5(2)
		998(2)	18,0(3)
		503(3)	22,8
1000	133	405	20,2
		198	21,7
1200	133	493	24,0
		1448	49,8
1400	159	563	41,9
		1648	45,6
		798	54,9
1600	159	633	46,7
		1648	52,6
		798	62,0
1800	159	-	50,0
		-	98,1
2000	194	783	75,3
		2248	84,2
		1198	-

Nota: (1) Para la rama cargada de apoyos de tres rodillos.

(2) Para la rama vacía y apoyo de un rodillo.

(3) Para la rama vacía y apoyo de dos rodillos.

En los cálculos prácticos de los transportadores de banda es necesario conocer el peso unitario de los rodillos, para lo cual se puede emplear orientativamente la Tabla 5.7. Cuando se usan carcasas soldadas de laminado y

se emplean algunas modificaciones, el peso expresado en la tabla disminuye considerablemente,

Cálculo del transportador de banda. Generalidades

El cálculo fundamental del transportador de banda consiste en la determinación de la productividad, de las resistencias al movimiento de la banda y la potencia de los motores (o motor), la mayor tensión de la banda y la potencia de los motores de seguridad, también se calcula la tensión de la banda en los puntos característicos de su contorno para la determinación de las fuerzas de la estación de tensión, los esfuerzos que actúan en la banda en los puntos en que abraza a los tambores, el pando de la banda entre los rodillos, etcétera.

Se consideran datos iniciales para el cálculo, los siguientes: la productividad demandada, que será igual a la mayor cantidad de material que llegue al transportador procedente del o de los eslabones anteriores, según el esquema tecnológico empleado, expresado en volumen (carga desbrozada) o unidades en peso; características de la carga según el peso volumétrico a granel, granulometría, ángulo de reposo natural y otros; distancia de transportación y ángulo de inclinación del transportador hacia arriba o hacia abajo; cuando es de un perfil complejo es necesario su configuración y la diferencia de niveles entre los puntos entremos del transportador; el método de carga y descarga del transportador; condiciones especiales, por ejemplo, la designación y el lugar de la instalación; características del medio circundante, es decir, su temperatura, humedad, nivel de suciedad y formación de polvo, etcétera.

Ancho de la banda

La productividad del transportador de banda, como cualquier equipo de transporte continuo, se halla según la fórmula ya conocida (1.11) y es proporcional a la sección transversal de la carga sobre el órgano de transportación F , m^2 ; y su velocidad v , m/s .

La sección transversal de la carga sobre la banda se determina por su ancho, obtenido de la forma provocada por los apoyos de los rodillos y también el ángulo de pendiente interna (natural) de la carga en movimiento, que tiene un valor menor que el ángulo cuando está no carga en reposo. Observando esquemáticamente la forma tomada por la carga en la banda, pueden establecerse las relaciones necesarias para realizar el cálculo según sea la forma, acanalada o plana (Figura 5.8).

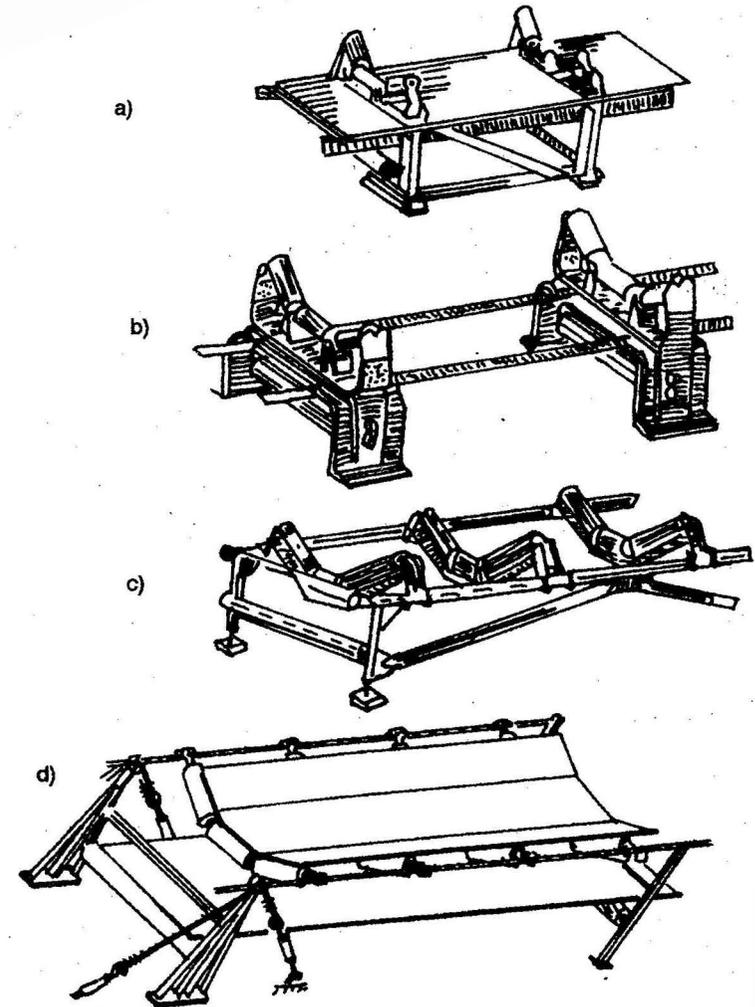


FIGURA 5.8. Instalaciones para el control del movimiento de la banda.
 a) Bastidores estacionarios de láminas.
 b) Móviles de láminas.
 c) Estacionarios o móviles de tubos.
 d) De cables.

Por observaciones prácticas, la carga céntrica sobre la banda se distribuye en capas. Si hacemos un corte transversal del flujo, notaremos que la forma que se obtiene se acerca a la forma parabólica. Para los cálculos podemos suponer el área de la sección parabólica equivalente al área de un triángulo isósceles. El ancho en el cual se distribuye la carga, se toma tal, que el margen sumado de ambos lados sea igual a:

$$0,1 B + 0,5 \text{ m}$$

De aquí que:

$$F_m = \frac{B_1 \cdot h}{2} = \frac{B_1 \cdot B_1 \cdot \tan \varphi}{2 \cdot 2} = \frac{B_1^2 \cdot \tan \varphi}{4} \quad (5.26)$$

Donde:

$$B_1 = 0,9 B - 0,05 \text{ m};$$

φ : 15-20°, es el talud natural del material que descansa en la banda en movimiento. Si no hay datos concretos sobre el valor del material que se transporta, se toma entonces $\varphi = 15^\circ$.

Colocando el valor de F_m en la fórmula (1.11) en función del ancho de la banda se obtiene:

$$Q = 900 B_1^2 \tan \varphi \cdot C_v \cdot \gamma \quad , \text{ t/h} \quad (5.27)$$

Para valores de B , hasta un metro se puede considerar $B_1 = 0,85 B$, entonces para $\varphi = 15^\circ$:

$$Q = 160 B^2 \cdot C_v \cdot \gamma \quad , \text{ t/h} \quad (5.28)$$

Es decir, en el caso de banda plana, la productividad es proporcional al cuadrado de su ancho.

El valor del coeficiente C , al tomar en cuenta el ángulo β de inclinación de la instalación:

grados...	0-10	12	14	16	18	20	22	24
C	1,0	0,98	0,95	0,91	0,87	0,84	0,80	0,75

La productividad en la banda acanalada depende del ángulo de inclinación de los rodillos laterales δ el cual además, es consecuencia de la rigidez transversal y se establece con la práctica de explotación. Cuando los ángulos son grandes (los valores óptimos de la productividad, $\delta = 45-60^\circ$), la banda no toca el

rodillo inferior, se centra con mucha dificultad (se sale de línea), los bordes de la banda se desgastan. Comúnmente se toma $\delta = 20^\circ$ para B hasta 1 m; $\delta = 20-30^\circ$, para $B = 1,2 - 1,6$ m; cuando $B > 1,8$ m, $\delta = 20-35^\circ$.

Para valores de B menores que 1m y $d > 20^\circ$ se obtiene una productividad:

$$Q_p = 320 B^2 \cdot C_v \cdot \gamma \quad , \text{ t/h} \quad (5.29)$$

O sea, la productividad del transportador de banda con banda acanalada es el doble que en la plana. La fórmula para determinar el ancho de la banda siempre estará afectada por un factor numérico k , que variará en dependencia del talud natural del material (si se tiene) sobre la banda (Tabla 5.8), entonces la ecuación (5.4) tomará el aspecto siguiente:

$$Q_p = K B^2 \cdot C_v \cdot \gamma \quad (5.30)$$

TABLA 5.8. Valores del factor numérico K

Parámetros	Plana		Acanalada sobre 3 rodillos					
			20		30		36	
Ángulo de inclinación de los rodillos laterales, grados			15	20	15	20	15	20
Ángulo de pendiente natural sobre la banda, grados	15	20	470	550	550	625	585	655
Coeficiente K	240	325	470	550	550	625	585	655

Relación del ancho de la banda con la velocidad según la velocidad que se desea obtener

La productividad calculada puede obtenerse en función de la variación de la velocidad v y el ancho de la banda B . Se puede obtener la productividad deseada con un valor de B pequeño y alta velocidad (lo que implica poco costo del transportador, pero un gran desgaste de la banda) o al revés. Aún no existe la relación óptima con la cual se obtienen los gastos mínimos de explotación. Orientativamente puede emplearse una tabla establecida por Ucrniproyect (Tabla 5.9).

TABLA 5.9. Velocidad y ancho recomendables para la banda

Carga	Velocidad de bandas, m/s (numerador); productividad volumétrica ⁽¹⁾ , m ³ /h (denominador)						
	Ancho de banda, mm						
	500 - 650	800	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000 - 3 000
Suelo, arcilla, arena	2,5 175-310	3,15 620	4,0 1 250	4,0 1 850	4,0 3 100	5,0 5 150	6,3 10 000-20 000
Carbón, grava	-	2,5 500	3,15 1 000	3,15 1 450	3,15 2 450	4,0 4 100	5,0 8 100-16 000
Mineral en pedazos, roca dura:							
Fraciones menores 100 mm		2,0 400	2,0-2,5 630-800	2,5 1 150	2,5 1 950	3,15 3 200	3,15-4,0 5 000-12 500
Fraciones mayores 100 mm		1,6 320	1,6-2,0 510-630	2,0 900	2,0 1 550	2,5 2 580	3,15 5 000-10 000

Nota: (1) Se considera con $B = 1$ mm para $= 20^\circ$; con $B = 1 200$ mm para $= 30^\circ$.

La tendencia actual es de aumentar la velocidad. En los transportadores de canteras con $B \geq 2 000$ mm, la velocidad alcanza 8 m/s.

La velocidad máxima se toma según el movimiento estable de la banda, el desgaste y la vibración de la misma y los rodillos, la trituración del material durante la carga y la descarga, cuando la carga es en pedazos se determina por los golpes peligrosos de los pedazos sobre la banda a su paso por los rodillos.

La velocidad mínima ($\approx 0,75$ m/s) se determina por la observación de que en la descarga el material se desprege de la banda en la zona del tambor de descarga y caiga libremente, al evitar de este modo el desgaste excesivo de la banda debido al resbalamiento (roce) del material sobre el tambor.

Existe el criterio de controlar el ancho de la banda según el tamaño de las partículas, si se conoce la clasificación granulométrica del material.

Para cargas corrientes:

$$B = 2 A_{m\acute{a}x} + 200 \text{ mm} \quad (5.31)$$

Donde:

$A_{m\acute{a}x}$: diámetro máximo de los pedazos que se transportan.

Para cargas clasificadas:

$$B = 3,3 A_{med} + 200 \text{ mm} \quad (5.32)$$

Donde:

A_{med} : diámetro medio de los pedazos que se transportan.

La tarea de seleccionar los valores de B y v se resuelve en el siguiente orden: se determina B_{min} según el tamaño de los pedazos, y el valor racional de B en función de la productividad (Tabla 5.9). Se toma el mayor de los resultados obtenidos. A partir de la ecuación (5.5) se calcula v , si el resultado obtenido sobrepasa el valor que se puede alcanzar, entonces se incrementa el ancho de la banda y de nuevo se determina la velocidad.

Si se presentan condiciones concretas donde sea posible una mayor longitud del transportador en un equipo, entonces también v y B se toman mayores que las necesarias según su productividad.

Resistencia al movimiento de la banda y potencia de los motores

En la transportación por bandas, como en otros tipos de transportadores que tienen órganos de transportación, las fuerzas de resistencia al movimiento se

distribuyen en toda la longitud del transportador y se concentran en algunos puntos particulares.

Las resistencias totales, dependen de las resistencias debido al movimiento de la banda sobre los rodillos y de las resistencias provocadas por el peso de la banda y la carga como componente longitudinal, en los extremos rectos. Cuando está vacío el transportador sólo se considera el peso de la banda; también y en ambos casos, es necesario considerar el peso de la banda de la rama vacía.

En los transportadores horizontales, sólo tienen lugar las resistencias debido al movimiento de la banda sobre los rodillos, y en los transportadores inclinados tienen lugar ambas resistencias. La resistencia del peso tiene signo positivo (+) en los tramos en que la banda se mueve hacia arriba, y negativo (-) cuando va en sentido contrario.

Las resistencias concentradas son las que se producen cuando se dobla la banda en los tambores de las estaciones finales, así como en los tambores auxiliares, situados por el contorno de la banda, resistencias extras producidas en los puntos de carga y descarga, etcétera.

En la práctica ingenieril, comúnmente se emplea la siguiente metodología de cálculo:

Se hace el esquema de instalación del transportador, donde se acotan los datos que se emplearán en el cálculo posteriormente, y que pueden designarse de la siguiente manera:

- L : Longitud del transportador, m.
- $\pm H (H=L \text{ sen } \beta)$: diferencia de nivel entre los puntos inicial y final, m.
- q : peso unitario de carga, N/m.
- q_0 : peso unitario de la banda, N/m.
- ω' : coeficiente de resistencia al movimiento de la banda sobre los rodillos formado por las resistencias provocadas por la fricción de los cojinetes de los rodillos y sus dispositivos de hermetización y las resistencias producidas por los choques de la banda sobre los rodillos. (Tabla 5.10).
- q_r' y q_r'' : peso unitario de las partes giratorias de los rodillos en las ramas de carga y vacíos, N/m.

Los valores de q_r' y q_r'' pueden hallarse en las tablas de las características de los rodillos, pero si no existen, pueden calcularse por las fórmulas siguientes:

$$q_r' = \frac{G_r' g}{l'} \quad , \quad \text{N/m} \quad (5.33)$$

$$q_r'' = \frac{G_r'' g}{l''} \quad (5.34)$$

Donde:

- G_r' y G_r'' : es el peso de las partes rotatorias de los rodillos en las ramas cargadas y de retorno de los transportadores, según tablas;
- l' y l'' : son las distancias correspondientes entre rodillos de la rama cargada y de retorno. Ver Tablas 5.10 y 5.11.

Habitualmente $l' = (0,8-1,4)$, m y $l'' = (2,0-3,5)$, m.

TABLA 5.10. Distancia entre rodillos según el tipo de carga

Peso volumétrico de carga, t/m ³	Distancia entre rodillos (mm) con ancho de banda B, mm (Rama de trabajo)			
	800	1 000 - 1 200	1 400 - 1 600	1 800 - 2 000
1	1400	1300	1200	1100
1-2	1300	1200	1100	900

TABLA 5.11. Valores de k_0 a la longitud

L, m	6	10	20	32	50	80	100	125	160	200	250
K_0	5,9	4,5	3,2	2,65	2,2	1,85	1,74	1,64	1,53	1,45	1,37
L, m	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	
K_0	1,29	1,23	1,19	1,15	1,12	1,10	1,08	1,06	1,05	1,04	

También G'_r y G''_r pueden calcularse a través de fórmulas empíricas:

$$G'_r = 8B + 9 \quad (5.35)$$

$$G''_r = 8B - 3 \quad (5.36)$$

Donde:

B : es el ancho de la banda, en m.

Caso I. Resistencias de las ramas cargada y vacía del transportador inclinado

$$W_c = [(q + q_b) \cos \beta + q'_r bw \pm (q + q_b) L \sin \beta \approx (q + q_b + q'_r) Lw \pm (q + q_b) \cdot N \quad (5.37)$$

$$W_v = (q_b \cos \beta + q''_r) Lw \pm q \cdot L \cdot \sin \beta \approx (q_b + q''_r) Lw \pm q_b \cdot H \cdot N \quad (5.38)$$

La suma de las resistencias de ambas ramas:

$$W_c + W_v = (q + 2q_b + q'_r + q''_r) L \cdot w \pm q \cdot H \cdot N \quad (5.39)$$

Caso II. El transportador horizontal

$$W_c = (q + q_b + q'_r) Lw' \quad , N \quad (5.40)$$

$$W_r = (q_b + q''_r) L \cdot w' \quad , N \quad (5.41)$$

La suma de las resistencias de ambas ramas:

$$W_c + W_v = (q + 2q_b + q'_r + q''_r) L \cdot w \quad , N \quad (5.42)$$

En los transportadores horizontales con una configuración simple, si las resistencias concentradas tienen lugar solamente en las estaciones de tracción y de tensión, entonces la fuerza de tracción W_0 en el árbol motor se determina por la siguiente ecuación:

$$W_0 = K_0 (W_c + W_v) \quad , N \quad (5.43)$$

Donde:

K_0 : es el coeficiente que toma en cuenta las resistencias en estas estaciones y se toman en dependencia de la longitud, L .

Como se observa, el coeficiente k_0 tiene un valor muy alto en transportadores cortos y disminuye considerablemente con su alargamiento, ya que con el crecimiento de la longitud L , disminuye el valor relativo de las fuerzas de resistencias perjudiciales en ambas estaciones extremas.

El coeficiente de resistencia al movimiento w' extraído antes en las fórmulas, es recomendable tomarlo, según algunas normas, ejemplo de las cuales se muestran en la tabla siguiente.

TABLA 5.12. Valores del coeficiente de resistencia al movimiento, N/N

Condiciones de trabajo	w'
Condiciones secas sin polvo	0,020
Con una pequeña cantidad de polvo abrasivo	0,025
Transportadores móviles y transportables en la superficie en buenas condiciones de trabajo	0,030
Edificios con humedad alta y una cantidad considerable de polvo abrasivo	0,040
Atmósfera muy pulverulenta, condiciones de trabajo difíciles	0,040-0,060
Trabajos a cielo abierto con buenas condiciones de los rodillos	0,020-0,030
Idem al anterior cuando los rodillos se ensucian	0,23-0,027
Transportadores subterráneos de minas de carbón	0,060-0,080
Transportadores subterráneos de minas de magnesio	0,080-0,10

La potencia en el árbol motor y en el árbol del motor del transportador será:

$$N_0 = \frac{W_0 \cdot V}{1000} \quad , kW \quad (5.44)$$

$$N = \frac{N_0}{\mu_m} = \frac{W_0 \cdot V}{1000 \cdot \mu_m} \quad (5.45)$$

Donde:

μ_m : rendimiento del mecanismo del equipo.

Resistencias concentradas

Los puntos del contorno de los transportadores donde se producen las resistencias concentradas se observan en la Figura 5.9.

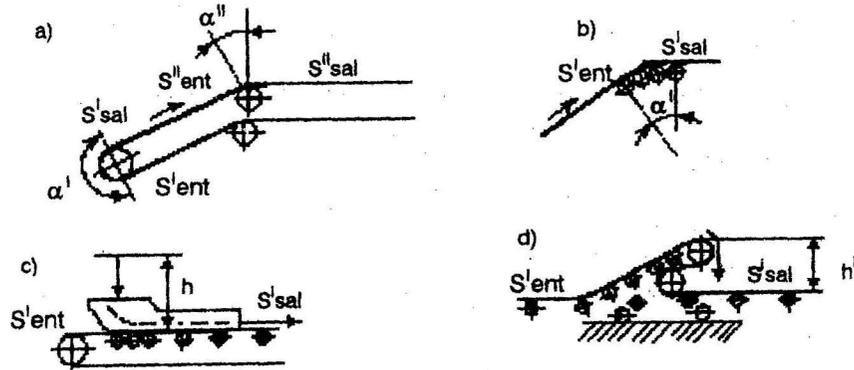


FIGURA 5.9. Esquema de los puntos de concentración de las resistencias en la banda transportadora.

Designemos por S'_{ent} la tensión de la banda a la entrada del punto de concentración de resistencias; S'_{sal} después de él; por ω' el valor de las resistencias concentradas; y por k' ($k' > 1$) el coeficiente de aumento de la tensión de la banda en este lugar.

$$S'_{sal} = S'_{ent} + \omega' = k \cdot S'_{ent} \tag{5.46}$$

1. Resistencias cuando la banda abraza el tambor

Es la suma de las resistencias en los muñones de los ejes y las resistencias por la rigidez de la banda. Si se desprecia el peso del tambor, la presión en los muñones o pivotes se determinará por la siguiente expresión.

$$P = S'_{ent} + S'_{sal} \approx 2 S'_{ent} \cdot \text{sen} \frac{\alpha_1}{2} \tag{5.47}$$

Donde:

α' : es el ángulo abrazado por la banda en el tambor.

De donde las resistencias en los muñones serán:

$$W_{ch} = 2 S'_{ent} \cdot \text{sen} \frac{\alpha_1}{2} \cdot \frac{M \cdot d^2}{D} \tag{5.48}$$

Donde:

M : es el coeficiente de fricción en los muñones;
 d y D : son los diámetros del muñón y el tambor.

Resistencias por la rigidez de la banda

$$W'_b = (S'_{ent} + S'_{sal}) \frac{K}{D} \approx 2 S'_{ent} \frac{K}{D} \tag{5.49}$$

Donde:

K : es el coeficiente de rigidez de la banda.

Las resistencias totales serán la suma:

$$W_{ch} + W'_b$$

Por consiguiente:

$$S'_{sal} = S'_{ent} + W_{ch} + W'_b = S'_{ent} \left(1 + \frac{2}{D} (Md \text{ sen } \alpha' + k) \right) \tag{5.50}$$

En los cálculos con bastante aproximación, se puede considerar el valor de k para los ángulos abrazados α' siguientes:

α' , grados	180	90	< 90
k	1,05-1,06	1,03-1,04	1,02-1,03

2. Resistencias cuando la banda contornea una recta de batería de rodillos (Figura 5.13)

$$S'_{sal} = k' S'_{ent} = S'_{ent} e^{\omega' \alpha} \tag{5.51}$$

Donde:

ω' : es el coeficiente de resistencia cuando salta la banda sobre los rodillos;
 α : ángulo central del tramo curvo.

3. Resistencia en el punto de carga. Se produce por la transmisión a la carga de la energía cinética y fricción de la carga sobre la banda, además, por la fricción sobre las paredes de la tolva y los bordes guías. (Figura 5.9 c).

Si la velocidad inicial de la carga v_0 es igual a cero, y la final es igual a la velocidad de la banda v , entonces la carga que cae en un segundo sobre la banda $q \cdot v$, se transforma en energía cinética.

$$E = q \cdot v \frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{Q \cdot v^2}{3,6 \cdot 2 g} \quad \text{N} \cdot \text{m/s} \quad (5.52)$$

En el período de aceleración, la carga bajo la fuerza de fricción se mueve con movimiento uniformemente acelerado, y la banda, con una velocidad constante v . Por consiguiente, la banda en el período de aceleración de cada partícula que llega a ella con $v_0 = 0$ recorre un espacio dos veces mayor que la carga, y el trabajo de la fricción será igual a la energía cinética creada por la carga. Designando por w' la fuerza de resistencia sobre la banda, tenemos:

$$qv \frac{v^2}{2g} \cdot 2 = w'v \quad (5.53)$$

Donde:

$$w' = q \cdot \frac{v^2}{g} \quad \text{N} \quad (5.54)$$

Las resistencias debido a la fricción de la carga sobre las paredes de la tolva y los bordes, pueden calcularse aproximadamente por el coeficiente $C=1,3-1,5$.

4. Las resistencias en la descarga por cuchillas

Es proporcional a la carga unitaria q , y el ancho B de la banda en metros.

$$W' = c' \cdot q \cdot B \quad (5.55)$$

$$S'_{sal} = S'_{ent} + c' \cdot q \cdot B \quad (5.56)$$

Donde:

$C=2,7-3,6$: es el coeficiente que toma en cuenta la fricción creada por el material sobre la banda. (El mayor valor para las cargas con altos coeficientes de fricción.)

5. Las resistencias provocadas en las instalaciones de descarga con dos tambores (Figura 5.12 d). Se toman como la suma de las resistencias para el

ascenso de la carga a una altura h (qh) y las resistencias en dos tambores en serie con un coeficiente de aumento de la tensión en cada uno igual a k' , de modo que:

$$S'_{sal} = (S'_{ent} + qh) k'^2 \quad (5.57)$$

Las resistencias del movimiento de la instalación (carretilla) de descarga por los rieles serán:

$$W_{mov} = S'_{sal} - S'_{ent} + Qd \cdot w^n \quad (5.58)$$

Donde:

Qd : es el peso de la instalación de descarga, incluyendo la banda y la carga que descansa en ella, N;

w' : es el coeficiente de resistencia de las ruedas sobre los rieles.

El valor de w_{mov} debe calcularse, para la posición de la instalación, en el punto de mayor tensión de la banda. w_{mov} aumenta la tensión de la banda en aquel caso en que la instalación de descarga se traslada cuando el transportador está trabajando y el mecanismo de traslación actúa con la banda.

Método de análisis del contorno por puntos

Este método se emplea para determinar las tensiones en los puntos característicos o de cambio de la banda en toda su periferia. Las tensiones calculadas se usan para determinar la fuerza de tracción general, así como, para el control de la resistencia de los elementos.

Se tiene el esquema del transportador y se numeran en forma consecutiva los puntos en el sentido del movimiento, a partir del punto de menor tensión o de salida del tambor motor. Al momento de realizar el cálculo ya deben tenerse calculados los esfuerzos de tracción en las secciones del transportador (en las ramas cargadas y vacías respectivamente). En correspondencia con lo planteado tenemos:

$$S_1 = S_{sal} \quad (5.59)$$

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} \quad (5.60)$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} \quad (5.61)$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} \quad (5.62)$$

De donde las expresiones anteriores pueden manifestarse en la siguiente regla: la tensión en el punto subsiguiente es igual a la tensión del anterior más el esfuerzo de tracción en la sección entre esos dos puntos, esto tiene el siguiente aspecto general:

$$S_f = \mp AS_j + C \quad (5.63)$$

Donde:

$S_f = S_{ent}$: es la tensión en el análisis que corresponde a la tensión a la entrada del tambor moto;

$S_i = S_{sal}$: es la tensión inicial o de salida del tambor motor;

A : es el coeficiente que depende de las resistencias proporcionales a las tensiones kN la banda en los tramos curvos;

C : es el número entero que depende de las resistencias en los tramos rectos.

Con esta ecuación, solamente no es posible calcular las tensiones, por tanto, se recurre a una segunda fórmula, la conocida ecuación de Euler.

$$S_{ent} \leq S_{sal} e^{\mu\alpha} \quad (5.64)$$

De estas dos ecuaciones se calcula $S_f = S_{sal}$ y $S_i = S_{ent}$, y por lo tanto, el esfuerzo de tracción se determinará por la expresión siguiente:

$$W_0 = S_{ent} - S_{sal}, \quad N \quad (5.65)$$

En las fórmulas anteriores las tensiones (S) se colocan en valores absolutos, ya que sus signos han sido considerados, en las resistencias (W) se colocan con el signo correspondiente.

Si la tensión se obtiene con signo negativo en alguna sección, entonces ello significa que la misma actúa hacia la sección, es decir que el órgano de tracción se encuentra comprimido, lo cual no es posible. Es necesario aumentar ésta hasta tal grado, que permita que haya tracción en todas las secciones.

Distancia entre rodillos. La distancia entre rodillos se toma en dependencia de las características de la carga que se transporta, así como el peso de la banda y la tensión a que se encuentra sometida. Cuando la distancia entre los rodillos es muy grande o cuando la tensión de la banda provocada por la estación de tensión es insuficiente, la catenaria que se forma entre los rodillos puede sobrepasar los límites permisibles para el tipo de material dado.

Llamemos $f_{m\acute{a}x}$ a la flecha máxima entre los dos rodillos, la menor tensión en la banda será en ese momento $S_{m\acute{i}n}$. De esta manera, al tener una distancia entre rodillos, determinamos la flecha de la catenaria.

$$f_{m\acute{a}x} = \frac{(q + q_b) l^2}{8 S_{m\acute{i}n}} \quad (5.66)$$

La flecha máxima se admite entre 1,25-2,5 % de la distancia entre rodillos.

$$f_{m\acute{a}x} = (0,0125 \div 0,025) l \quad (5.67)$$

Al tener esto en cuenta obtenemos la tensión mínima de la banda.

$$S_{m\acute{i}n} = (10 \div 15) (q + q_b) l \quad (5.68)$$

El mayor valor se recomienda para transportadores rápidos con bandas muy cargadas.

Si cuando se realiza el análisis del contorno por puntos no se cumple la condición anterior, entonces, la tensión de la banda debe ser aumentada correspondientemente hasta el valor dado por la fórmula (7.46). El cálculo se comienza desde el punto de menor tensión en la rama cargada.

Dimensiones de seguridad de la banda. Después de haber obtenido con el análisis del contorno por puntos la tensión máxima $S_{m\acute{a}x}$, se realiza el control de las dimensiones de seguridad de la banda según sea, de alma, con tejidos de algodón o sintética, por las fórmulas (5.3 y 5.4).

Longitud límite del transportador para un solo equipo

La longitud de un transportador puede estar limitada por dos aspectos:

- Por la potencia de los motores.
- Por la resistencia de la banda.

Según la potencia de los motores:

De acuerdo con la fórmula (5.42) $W_{1,2}$ y $W_{3,4}$ son proporcionales a l , por consiguiente, también W_0 es proporcional a l , es decir, que se puede escribir la proporción.

$$\frac{l - W_0}{l_{lim} - W_{lim}} \quad (5.69)$$

Por tanto:

$$l_{lim} = l \cdot \frac{W_{lim}}{W_0} \quad (5.70)$$

Donde:

- l : es la longitud arbitraria del transportador, m ;
- ω_0 : esfuerzo con la longitud l , kN ;
- ω_{lim} : es el esfuerzo de tracción de los motores, determinado por la fórmula conocida de la potencia.

Para resolver esta cuestión es necesario tomar una longitud arbitraria, determinar para ella ω_0 y después hallar l_{lim} .

Según la resistencia de la banda:

Si la tensión se determina por la condición de la tracción en todos los puntos, entonces notamos que $S_4 \approx W_{3,4}$ y que es proporcional a l .
Si la tensión se determina según la cohesión, entonces:

$$S_4 = S_c + W_0 \quad (5.71)$$

Ya que S_c es proporcional a w_0 entonces S_4 es proporcional a l , por lo tanto quedaría:

$$\frac{S_{m\acute{a}x} - l}{S_{lim} - l_{lim}} \quad (5.72)$$

$$l_{lim} = \frac{S_{lim}}{S_{m\acute{a}x}} \quad (5.73)$$

Donde:

- l : es la longitud arbitraria, m ;
- $S_{m\acute{a}x}$: es la tensión máxima para la longitud, N ;
- S_{lim} : es la tensión límite de la banda.

Para la solución del caso, es necesario tomar una longitud arbitraria, determinar para ella $S_{m\acute{a}x}$ y con la fórmula, hallar l_{lim} .

El aumento de l_{lim} se consigue, o aumentando S_{lim} o disminuyendo $S_{m\acute{a}x}$. Lo primero se consigue empleando en la construcción de las bandas, materiales altamente resistentes o acrecentando el ancho de la banda; lo segundo se consigue aumentando la velocidad de la banda (disminuye q (1.7) y, por consiguiente, la fuerza de tracción en la rama cargada). Por eso comúnmente los transportadores muy largos poseen un ancho y una velocidad de la banda elevadas en comparación con la necesaria para satisfacer la productividad, según la capacidad de la misma. Si la tensión de la banda está limitada por la cohesión, entonces disminuir $S_{m\acute{a}x}$ y aumentar la longitud es posible, acrecentando el factor de tracción del equipo.

Ejemplo de cálculo de un transportador de banda

Determinar los parámetros básicos del transportador representado en la Figura 5.10 según los resultados siguientes:

Carga transportada; suelos con densidad $\gamma = 1,2 \text{ t/m}^3$; productividad $V = 5\,000 \text{ m}^3/\text{h}$; $Q = V \cdot \gamma = 5\,000 \cdot 1,2 = 6\,000 \text{ t/h}$; longitud del transportador $L = 1\,100 \text{ m}$; ángulo de inclinación $\beta = +1^\circ 30'$ (sen $1^\circ 30' = 0,0262$, cos $1^\circ 30' = 0,9997 \approx 1,0$); altura $H = L \cdot \text{sen } \beta = 900 \cdot \text{sen } 1^\circ 30' = 23,6 \text{ m}$; talud dinámico de la carga $\phi = 15^\circ$.

Ancho de la cinta

De acuerdo con la Tabla 5.9 el ancho de la cinta se tomará alrededor de 1600 mm y la velocidad de la misma será: $v = 4 \text{ m/s}$.

El ancho de la cinta se calcula por la siguiente fórmula:

$$B = \left(\sqrt{\frac{V}{K \cdot v} + 0,05} \right) \frac{1}{0,9}$$

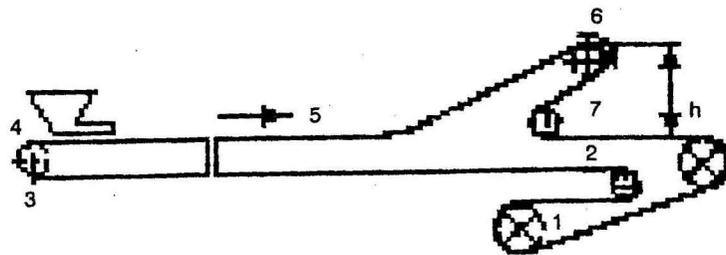


FIGURA 5.10. Esquema del transportador para la determinación de sus parámetros.

De la Tabla 5.8 se tiene que $k = 5\,500$

Entonces:

$$B = \left(\sqrt{\frac{5\,000}{550,4}} + 0,05 \right) \frac{1}{0,9} = 1,73 \text{ m}$$

Tomamos $B = 1800 = 1,8 \text{ m}$

Resistencia al movimiento de la banda. Distribución de la resistencia. Peso específico de la carga sobre la banda.

$$q = \frac{9,18 \cdot Q}{3,6 \cdot v} = \frac{9,8 \cdot 6\,000}{3,6 \cdot 4} = 4\,087 \text{ N/m}$$

Peso específico de la banda con ancho 1,8 m y masa de $1 \text{ m}^2 = 37 \text{ kg}$.

$$q_b = 37 \cdot 1,8 \cdot 9,81 = 653 \text{ N/m}$$

El peso de las partes rotatorias de los rodillos para la rama cargada $p' = 1\,197 \text{ N}$, y para la rama de retorno $p'' = 462 \text{ N}$, la distancia en los rodillos $l' = 1 \text{ m}$ y $l'' = 3 \text{ m}$. El peso específico será:

$$q_r' = \frac{1197}{1} = 1197 \text{ N/m}$$

$$q_r'' = \frac{462}{3} = 154 \text{ N/m}$$

Distribución de las resistencias en las ramas cargada y vacía tomando el coeficiente de resistencia $\omega = 0,03$.

$$W_c = (q + q_b + q_r') L \omega + (q + q_b) H$$

$$(4\,087 + 653 + 1197) 1100 \cdot 0,03 + (4\,087 + 653) 28,8 = 332\,433 = 332,4 \text{ kN}$$

$$W_v = (q_b + q_r'') L \omega' - q_b H$$

$$\omega_v = (653 + 154) 0,03 \cdot 1100 - 653 \cdot 28,8 = 7\,824 \text{ N} = 7,8 \text{ kN}$$

La tensión de la banda se determina por el método del contorno por puntos, en este caso considerando el ángulo de abrazado de la cinta en los tambores inducidos que es aproximadamente igual a 180° , el coeficiente de aumento de la tensión $K = 1,03$. La ubicación del punto de descarga es en el lugar de mayor tensión de la cinta cerca del tambor motor. Los resultados de los cálculos se muestran en la Tabla 5.13, en la primera columna se muestra el número de la fórmula, en la segunda se encuentran las fórmulas, en la tercera el valor numérico de las tensiones expresadas a través de S_{sal} , y en la cuarta los resultados finales.

TABLA 5.13. Fuerzas de tensión de la banda en los puntos 1 - 7 (ver Figura 5.10)

1	2	3
$S_1 = S_{sal}$	S_1	65,7
$S_2 = K S_1$	$S_2 = 1,03 S_1$	67,6
$S_3 = S_2 + W_v$	$S_3 = 1,03 S_1 + 7,8$	75,4
$S_4 = K' S_3$	$S_4 = 1,03 (1,03 S_1 + 7,8) = 1,06 S_1 + 8,03$	77,7
$S_5 = S_4 + W_c$	$S_5 = 1,06 S_1 + 8,03 + 332,4 = 1,06 S_1 + 340,4$	410,0
$S_6 = S_5 + q h$	$S_6 = 1,06 S_1 + 340,4 + 4,087 = 1,06 S_1 + 360,8$	430,0
$S_7 = S_{ent} = K S_6$	$S_7 = 1,03^2 (1,06 S_1 + 360,8) = 1,12 S_1 + 382,8$	456,3

Para los equipos de 2 tambores considerando el coeficiente de cohesión entre la banda y el tambor $m = 0,3$ encontramos el factor de tracción para un ángulo de abrazado $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 160 + 200 = 360^\circ$ (ver Tabla 2.1).

$$e^{\mu \alpha} = 6,59$$

Por consiguiente:

$$S_{ent} < 6,59 S_{sal}$$

y por otra parte, como se observa en la columna de la Tabla 5.13, hallamos:

$$S_{ent} = 1,12 S_{sal} + 382,8$$

$$S_{ent} = 456,3 \text{ kN}$$

$$S_{sal} = 65,7 \text{ kN}$$

La fuerza de tracción será:

$$W_0 = S_{ent} - S_{sal} = 456,3 - 65,7 = 390,6 \text{ kN}$$

La potencia de los equipos, al tomar un rendimiento $\eta = 0,9$ será:

$$N = \frac{W_0 \cdot v}{\eta} = \frac{390,6 \cdot 4}{0,9} = 173 \text{ kW}$$

Usamos tres motores de 650 kW, dos para el tambor uno y uno para el tambor 2. En este caso la reserva potencial será:

$$\frac{1\ 950 - 1\ 736}{1\ 350} \cdot 100 = 12 \%$$

La tensión de tracción en la banda será:

$$F_t = \frac{S_{ent}}{B} = \frac{456\ 300}{180} = 2\ 535$$

Escogemos una banda cuyo peso es de 30 kg/m y la resistencia a la ruptura es de 12 348 N por cm de ancho (Tabla 5.12). Así la resistencia de reserva será:

$$K = \frac{12\ 348}{2\ 535} = 4,8$$

Las tensiones en todos los puntos se muestran en la Tabla 5.13.

Veamos como se distribuye la fuerza de tracción entre los tambores. Para el primer tambor con ángulo de abrazado $\alpha_1 = 160^\circ$ el factor de tracción con $m = 0,3$ será $e^{\mu\alpha} = 2,316$, la fuerza de tracción en él será:

$$W_1 = S_{ent} \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_1}} = 456,3 \frac{2,316 - 1}{2,316} = 259 \text{ kN}$$

La fuerza de tracción transmitida por el tambor 2 será:

$$W_2 = W_0 - W_1 = 390,6 - 259 = 131,6 \text{ kN}$$

La relación es:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{259}{131,6} = 1,968 \approx 2$$

Transportadores especiales. Transportadores balanceantes

Los transportadores balanceantes no son de mucho uso, pero poseen un conjunto de ventajas que no permiten que sean ignorados completamente.

El principio de acción de estos transportadores es el resbalamiento del material por un canalón que se encuentra bajo un movimiento de vaivén. Por el carácter del movimiento del canalón se pueden encontrar transportadores en los cuales la trayectoria de su movimiento coincide con el eje longitudinal del canalón (Figura 5.11 a) y la presión del material sobre el mismo se mantiene constante y es igual al peso del material. Además, hay transportadores donde la trayectoria del movimiento forma un ángulo con el eje longitudinal del canalón (Figura 5.11 b) y la presión sobre el canalón es variable.

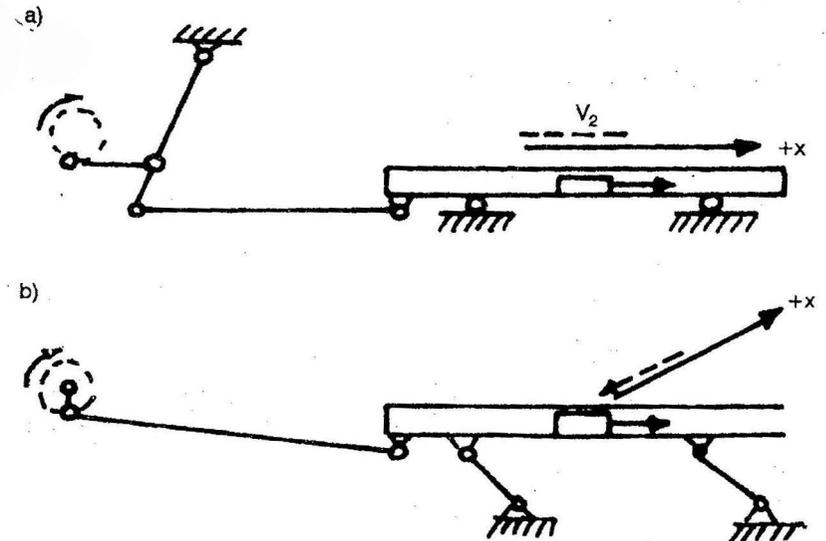


FIGURA 5.11. Principio de acción de los transportadores con movimiento de vaivén (balanceante).
a) Con presión permanente.
b) Con presión variable.

Para satisfacer el movimiento del material hacia delante, en los transportadores del primer grupo el ciclo de oscilación debe ser asimétrico. El movimiento hacia adelante debe realizarse con una aceleración relativamente pequeña (Figura 5.11 a). Es evidente que una partícula de peso G , sobre el canalón viajará también hacia adelante, inmóvil con respecto a ésta. Durante el movimiento de retorno, la aceleración debe ser tal, como si el canalón se despegara del material, provocando que se mantenga en el lugar alcanzado durante el movimiento hacia adelante. Esta acción constituye lo que se le puede llamar el paso del transportador en cada ciclo del mismo.

Si explicamos el fenómeno con otras palabras, podemos decir que en el movimiento hacia adelante del canalón, la fuerza de fricción será mayor que la fuerza de inercia; pero en el movimiento en retroceso deberá cumplirse lo contrario. En fórmulas, estas dos etapas del ciclo se expresan así:

En el movimiento hacia adelante del canalón:

$$F_f \geq P \quad (5.74)$$

En el movimiento de retroceso:

$$F_f < P \quad (5.75)$$

De donde se puede plantear que:

$$GM \geq \frac{G}{g} A_0 \quad (5.76)$$

Donde:

- G : es el peso de la partícula, en kg;
- M : es el coeficiente de fricción del material con el canalón;
- A_0 : es la aceleración del movimiento del material, en m/s^2 ;
- g : es la aceleración de la gravedad, en m/s^2 .

De la ecuación anterior puede calcularse la aceleración máxima admisible para que el material viaje junto con el canalón, o sea, se mantenga inmóvil respecto a la superficie de contacto. Por ende, esta será la aceleración de la condición de reposo del material.

$$A_0 = g M \quad (5.77)$$

Durante la marcha hacia atrás, la aceleración deberá ser mayor.

$$A_r > A_p \quad (5.78)$$

Donde:

- A_p : es la aceleración en el movimiento positivo hacia adelante;
- A_r : es la aceleración en el retroceso.

Al final puede concluirse que, para obtener el movimiento del material en el transportador balanceante, debe cumplirse la condición siguiente:

$$A_p < A_0 < A_r \quad (5.79)$$

El movimiento asimétrico del transportador puede conseguirse con un equipo de cuatro eslabones (5.15) que describa un movimiento elíptico que vaya despacio hacia adelante y muy rápido hacia atrás.

En los transportadores del segundo tipo o grupo (Figura 5.12 b) cuando se realiza el movimiento hacia adelante (a la derecha) el componente vertical de la fuerza de inercia aumenta la presión sobre el fondo del canalón (y por consiguiente, proporcional a ella la fuerza de fricción). Durante el movimiento en retroceso, la presión disminuye, por eso, el traslado de material puede conseguirse con el movimiento en vaivén del canalón de trabajo.

En los transportadores balanceantes el paso de los canalones alcanza comúnmente de 150-300 mm, y el número de ciclos por minuto es de 50-00.

El transportador (Figura 5.12), consta del motor 5; reductor 4; la manivela 3; la barra 6; el apoyo 7; y los tramos de canalones, general 1; y el de la cabeza 2. El motor, por medio de la manivela y la barra, transmite el movimiento oscilante a los canalones.

En los transportadores balanceantes de presión variable, el material se traslada en forma intermitente un espacio S , en la dirección del transporte. Al considerar el material como una partícula cuyo peso es G , que se traslada por el canalón, el cual tiene una inclinación β y un coeficiente de fricción entre el material y el canalón M . En ese momento, la mayor fuerza que actúa sobre la partícula en movimiento del canalón hacia abajo será:

$$F_{max} = G \cdot \text{sen } \beta + MG \cos \beta = G \cdot A_{max} \quad , \quad N \quad (5.80)$$

De donde la mayor aceleración del canalón y la carga en su movimiento de retroceso es:

$$A_{max} = g (\text{sen } \beta + M \cos \beta) \quad , \quad m/s^2 \quad (5.81)$$

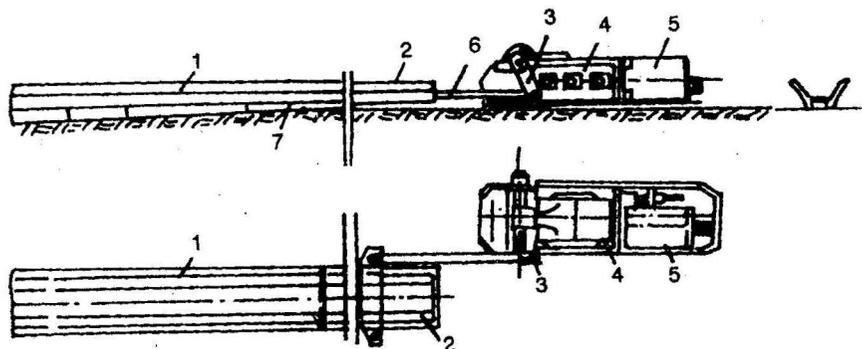


FIGURA 5.12 Transportador balanceante.

El valor absoluto de la fuerza de fricción que actúa sobre la partícula será como máximo $M G \cos \beta$. De este mismo razonamiento surge que la fuerza total que actúa sobre la partícula, es menor que cero, entonces:

$$F' = G \sin \beta - M G \cos \beta = G \cdot A \quad , \quad N \quad (5.82)$$

$\text{tg } \beta < M$, por lo tanto, el mayor valor absoluto de la aceleración será:

$$-A_{\max} = g (\sin \beta - M \cos \beta) \quad (5.83)$$

El valor de esta aceleración negativa (deceleración) comúnmente sobrepasa el valor de A_{\max} en valores absolutos (brusca deceleración). Precisamente el movimiento que se emplea para la transportación del material sobre el canalón.

La de los traslados individuales del material con realización al tiempo transcurrido, determina la velocidad del movimiento del material con la cual podemos calcular aproximadamente, la productividad del transportador.

$$V_m = \frac{S \cdot N}{60} \quad , \quad \text{m/s} \quad (5.84)$$

Donde:

S : es el espacio recorrido por el material en una oscilación, m;

N : es el número de oscilaciones por minuto, en rpm.

Los transportadores balanceantes son convenientes para transportar cualquier tipo de material, excepto los húmedos pegajosos. La productividad de ellos alcanza de 60 a 80 t/h. Cuando se transporta bajo una pendiente, esta aumenta entre 120 y 150 t/h. La longitud de los transportadores es de 80 -100 m. Este tipo de transportadores no permite curvaturas en ningún sentido, es posible transportar materiales hacia abajo con una inclinación de 15 a 16° y de 3 a 4° hacia arriba, en cuyo caso disminuye la productividad considerablemente.

Las ventajas del transportador balanceante son: sencilla construcción; peso relativamente bajo; ausencia de accesorios en el canalón, lo cual favorece que el material no se trabe con facilidad para alargarlo y cortarlo; posibilidad de instalación del equipo en cualquier lugar, posibilidad de transportación de materiales duros.

Las desventajas son productividad inestable y dependiente de las propiedades del material, del ángulo de inclinación, ruido durante el trabajo.

Los transportadores balanceantes representaron un tipo de transporte muy utilizado para el arranque en los frentes de las minas de carbón. Se emplean en la industria minera del carbón cuando se realizan las excavaciones preparatorias y en los trabajos de relleno, donde es necesario el alargamiento del transportador frecuentemente y la transportación de roca.

Transportadores vibratorios

Los transportadores vibratorios son considerados transportadores de movimiento de vaivén del segundo grupo, o sea, de presión variable. Las particularidades en el trabajo del mismo pueden enumerarse:

1. Pequeñas amplitudes, de 3 a 10 mm.
2. Altas frecuencias de las vibraciones, 700 a 6 000 oscilaciones por minutos.
3. Según el carácter del traslado, el material no resbala por el canalón, sino que se encuentra en una especie de microsuelo y sólo toca muy levemente la superficie del canalón a intervalos.

El transportador vibratorio consiste en un canalón metálico rígido o tubo soportado en su longitud por apoyos o colgados con tirantes. El órgano transportador recibe la vibración de un vibrador. La misma puede ser provocada por vibradores de excéntricas de inercia, electromagnéticos, neumáticos o hidráulicos.

En la (Figura 5.13 a) se muestra un vibrador del tipo de inercia. La vibración se produce cuando rota el árbol con una masa descompensada. Este tipo de vibrador se fija inmediatamente al canalón.

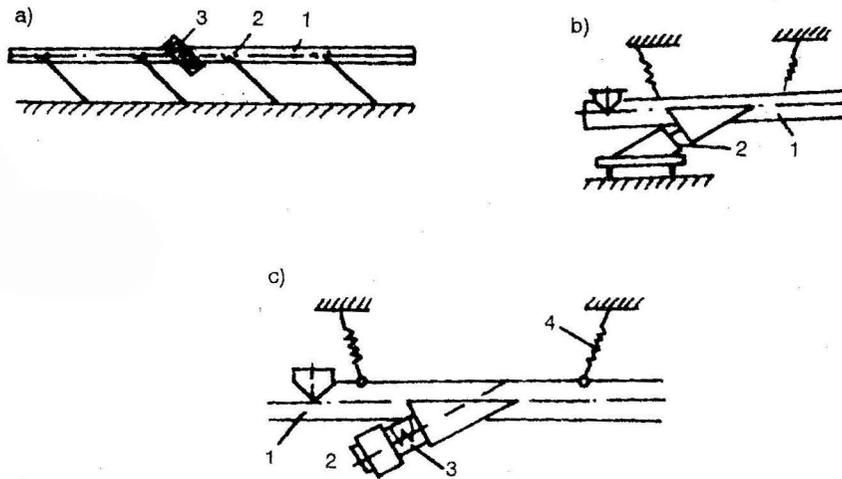


FIGURA 5.13. Esquemas de transportadores vibratorios.

- a) Con vibradores de inercia.
 1. Canalón.
 2. Apoyos.
 3. Vibrador.
- b) Con vibrador electromagnético y apoyos.
- c) Con vibrador electromagnético colgante.
 1. Canalón.
 2. Vibrador.
 3. Muelle.
 4. Tirante.

En dependencia de la relación entre las oscilaciones internas y las necesarias, existen transportadores: preresonantes (la frecuencia de las oscilaciones necesarias son menores que la frecuencia interna); resonantes (las frecuencias son similares y super-resonantes (la frecuencia de las oscilaciones son mayores que las frecuencias de las oscilaciones internas). El mayor interés en este tipo de transportador se le presta a las resonantes, las cuales dan menor gasto de energía y alta productividad.

El canalón del transportador vibrátil puede ser abierto (comúnmente de sección trapezoidal) y cerrado (en forma de tubo). La última construcción se emplea para el transportador de materiales en forma de polvo.

Los transportadores vibratorios se emplean a la transportación de materiales de pequeñas partículas, en forma de polvo y granos.

Para los transportadores vibratorios resonantes, la magnitud de los pedazos de material deberá ser no mayor de 60 mm. La longitud del transportador puede ser de 80 m, la productividad, hasta 200 t/h. La construcción del canalón del transportador no permite curvaturas. El transportador vibrátil puede transportar con ángulo de inclinación hasta 15° hacia abajo y hasta 2° hacia arriba. En este último caso, la productividad del transportador decae bruscamente.

Las ventajas de los transportadores vibratorios son: poco desgaste del canalón y material; poco gasto de energía; poca resistencia al movimiento.

Entre las desventajas se encuentran: la productividad depende del ángulo de inclinación y de las propiedades del material; imposibilidad de transportar pedazos grandes de material; cargas dinámicas sobre el transportador y los apoyos.

Los transportadores vibratorios tienen uso en las minas, para la transportación de cargas duras y abrasivas, en las fábricas para transportar cargas calientes, polvorientas y de las cuales emanen tóxicos (se transporta en tuberías). En la Tabla 5.13, pueden verse las principales características de algunos transportadores vibratorios.

La velocidad media del transportador vibratorio estará dada por la fórmula empírica:

$$V_m = K \frac{30 g \cdot p'}{\eta \cdot \tan \alpha} \quad (5.85)$$

Donde:

- α : es el ángulo que forma la dirección de la vibración con la horizontal;
- k : es el coeficiente que toma en cuenta el espesor de la capa de material y su fraccionamiento, $k = 0,6-0,8$;
- $p' = T/T_0 = 1,2,3$: es el número entero positivo que representa cuantas veces el tiempo de vuelo de material T , es mayor que el período de oscilación de la superficie T_0 ;
- n : es la cantidad de oscilaciones del canalón por minuto;
- g : es la aceleración de la gravedad, en m/s^2 .

La importancia de esta velocidad es que con ella se puede determinar la productividad de la instalación.

TABLA 5.14. Transportadores vibratorios (URSS)

Tipo de transportador	Campo de aplicación principal	Productividad, t/h	Potencia, kW	Frecuencia de oscilaciones	Amplitud, mm	Tipo de vibrador	Longitud, m	Ángulo de instalación, grados
-250	Rampas, minas de carbón	250	10	1 200	1,6	De inercia	53	8-18
-250M	Rampas, minas de carbón	250	10	1 480	4	De excéntrica	50	8-18
-200	Rampas, minas de carbón	200	11,0	-	-	Hidráulico	50	8-18
-500	Minas metálicas	500	18,0	-	-	hidráulico	50	0
-2	Minas metálicas	300	20	1 500	10	Excéntrica	10,4	0
-600	Uso general	150	4,5	735	5	Excéntrica	30	0-13
-800	Uso general	500	7,0	720	6	Excéntrico	50	-
Transportador de tubo	Planta de beneficio en la sección	40	0,065	3 000	1,5	Electromagnético	26	0

Transportadores de tornillos sinfín (helicoidales)

Generalidades

El principio de acción del transportador de tornillo sinfín consiste en la transportación del material por un canalón gracias a la acción de una espiral. El equipo (tornillo) consiste en (Figura 9.4 a) la espiral o tornillo 2; la caja 1; el motor 3; y las aberturas de carga y descarga con sus válvulas.

Los transportadores de tornillo se destinan para la transportación de materiales en polvo, granos y partículas pequeñas, a cortas distancias. Ellos son eficientes en la transportación de materiales pulverulentos, calientes y de aquellos que pueden emanar gases. Estos transportadores pueden emplearse para la mezcla o la homogeneización de los materiales, si así lo exige el proceso tecnológico.

La productividad de los transportadores de tornillo alcanza hasta 150 t/h; longitud hasta 60 m; y la inclinación de hasta 15-20°.

Las ventajas de los transportadores de tornillo sinfín son entre otras: sus pequeñas dimensiones; sencillez de la instalación y el mantenimiento, bajo costo; facilidad de transportación de cargas que produzcan polvo y gases, y que sean calientes; posibilidades de cargar y descargar en cualquier punto de su longitud; seguridad en el trabajo y su mantenimiento.

Las desventajas pueden ser: grandes resistencias al movimiento; gran gasto de energía; productividad y longitud limitadas; trituración y desgaste de los materiales; rápido desgaste de las espiras, los canalones y los rodamientos.

Estos transportadores se emplean principalmente cuando se exigen pequeñas distancias o con cargas que forman polvos y gases tóxicos, con explosivos, o calientes.

Características de las partes principales. Los tornillos pueden ser compactos, de bandas, de paletas y de perfiles (ver Figura 5.14 b).

Los tornillos compactos se emplean para el transporte de cargas en forma de polvo y granos que no se estratifican; los de banda, para cargas de pequeñas partículas; los de paletas y de perfiles, para cargas estratificables, mojadas, y a las cuales, además de ser transportadas, se hace necesario mezclarlas.

El material para el tornillo puede ser acero, a veces para cargas abrasivas, se emplea hierro fundido. El árbol del tornillo se hace de tubo hueco y raras veces compacto. El árbol se compone, en toda su longitud, de secciones de 2 a 4 m de longitud y se unen con ayuda de acoplamientos; en el punto de unión, el árbol se apoya en un cojinete intermedio.

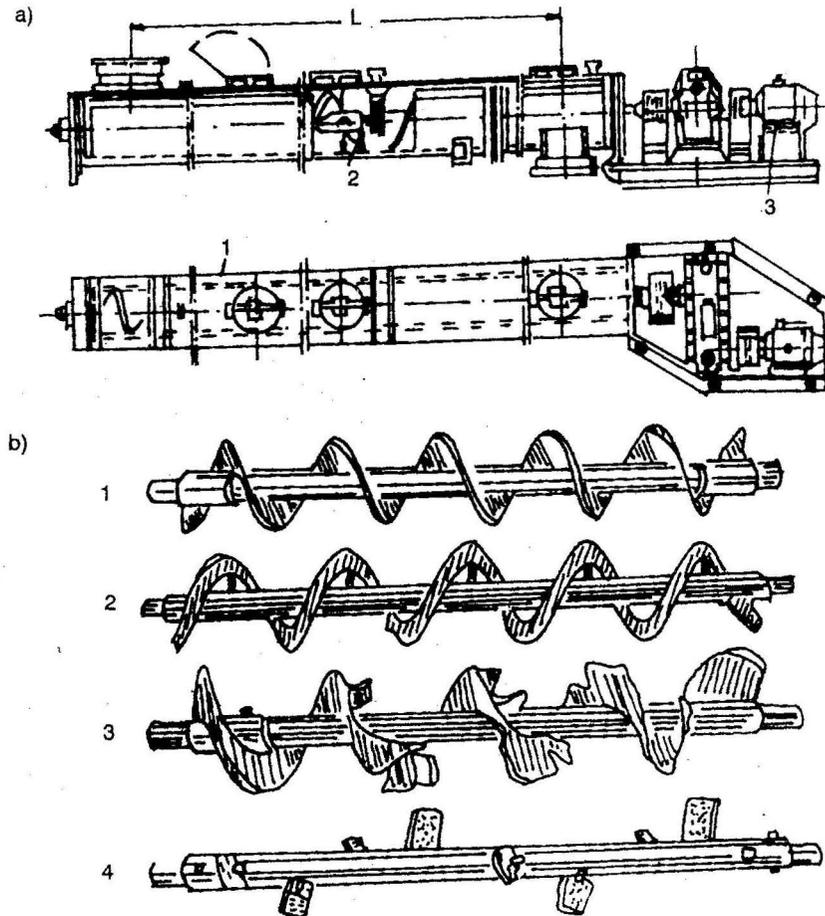


FIGURA 5.14. Transportadores helicoidales.

- a) Vista general.
 b) Espirales.
 1. Compacta.
 2. De franja.
 3. De fases.
 4. De paletas.

El canalón del transportador se fabrica de laminado de acero de 3 a 8 mm. Los canalones de hierro fundido son más caros y se emplean para cargas abrasivas o calientes. La tapa del canalón es desarmable. Tanto el canalón como la tapa se componen de secciones cuya longitud es de 2-4 m.

El equipo tiene un motor con el rotor en cortocircuito y un reductor de tres etapas. La velocidad de rotación del tornillo es de 10-150 revoluciones por minuto. En la (Tabla 5.15) se muestran las características de los tornillos para estos tipos de transportadores.

Cálculo del transportador de tornillo

La productividad del transportador de tornillo será:

$$Q = 60 \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot N \cdot \psi_c \cdot \gamma = 47 D^2 \cdot S \cdot N \cdot \psi \cdot \gamma \quad (5.86)$$

Donde:

S : es el paso del espiral, en m;

N : es la velocidad de rotación del espiral, en revoluciones por minuto.

Habitualmente se toma:

$$S = K_t \cdot D \quad (5.87)$$

Donde:

$K_t = 1$: para cargas ligeras no abrasivas, y $K_t = 0,8$, para cargas pesadas abrasivas.

Al colocar el valor de 5,87 en la expresión 5,86 obtenemos la posibilidad de calcular el diámetro necesario para la productividad dada:

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q_c}{47 K_t \cdot N \cdot \psi_c \cdot \gamma}} \quad (5.88)$$

El coeficiente de llenado $\psi = 0,2 - 0,4$. El diámetro calculado se controla por la granulometría:

$D_{min} = (10-12) A_m$: para cargas clasificadas.

$D_{min} = (4-6) A_{m\acute{a}x}$: para cargas corrientes.

La potencia del motor se determina por la expresión (5.89) con $\omega = 2,5$ para carbón y $\omega = 0,4$ para roca.

$$N = \frac{Q_c (\omega \cos \alpha \pm \sin \alpha) k}{367 \eta} \quad (5.89)$$

Donde:

ω, k : según la Tabla 1.2.

Cuando se trata de régimen de frenado η se coloca en el numerador.

TABLA 5.15. Transportadores de tornillo

Parámetros	Tipo de transportador			
	2 400	3-00	4-00	5-00
Diámetro de espira, mm	200	300	400	500
Paso de tornillo, mm	160	240	320	400
Longitud de una sección de canalón, mm	2 000	2 000	3 000	3 000
<i>Dimensiones principales:</i>				
Longitud, m	2-30	2-30	3-30	3-30
Altura, mm	450	600	830	940
Ancho, mm	320	412	540	640
Peso, kg				
Equipo	360	716	1 000	1 544
1 m de transportador	58	111	145	196

Nota: La velocidad de rotación del tornillo será: 23,6; 37,5; 60 y 95 revoluciones por minutos.

Nota: Para el transporte de materiales no abrasivos pesados, la velocidad de rotación del tornillo se recomienda disminuir aproximadamente entre 30 y 50 % para los pesados abrasivos.

Automatización de los transportadores

En las líneas de transportadores en las minas a cielo abierto, que tienen una longitud y potencia considerables, existen precipitaciones, y la temperatura

del aire fluctúa frecuentemente, no pueden trabajar eficientemente los esquemas de mando a distancia, utilizados en las minas subterráneas.

En la automatización de la transportación con transportadores tiene una significación fundamental la seguridad (garantía) del trabajo de los dispositivos, toda vez que la parada del transportador puede continuar la parada masiva del resto de los medios de producción. Al mismo tiempo, el mando a distancia no automatizado permite disminuir el número del personal de servicio, pero no aumenta la garantía de trabajo de las líneas de transportadores.

Se emplean distintos métodos de automatización, los cuales se diferencian entre sí por sus diversos esquemas y equipos que dependen del tipo y potencia de los motores eléctricos que se empleen.

Mando a distancia de las líneas. La arrancada y parada de varios transportadores situados en serie, se realiza automáticamente con un orden determinado: el arranque, contra el movimiento del flujo, de modo que se excluya la carga del transportador parado; la parada, según el movimiento del flujo, de modo que toda la línea se libere de la carga. En el caso de averías, cuando ocurra la parada de uno de los transportadores, deben detenerse automáticamente todos los transportadores. Cuando la línea de transportadores es muy larga, en el arranque contra el movimiento del flujo se invierte demasiado tiempo y energía eléctrica, por eso, la puesta en marcha de la línea de transportadores o del transportador se efectúa, según la dirección del flujo, con intervalos de tiempos. Después de una parada por avería, la puesta en marcha se realiza al encuentro del movimiento del flujo.

En todos los esquemas modernos de mando a distancia para líneas de transportadores, se emplean relés de velocidad del movimiento de la banda, con ayuda de los cuales se realiza la puesta en marcha de los transportadores y el control del patinaje y corte de la banda. El relé de velocidad da la posibilidad de que en la instalación se emplee un esquema de automatización de la línea de transportadores en los cuales toda la comunicación de los bloques depende del movimiento normal de la banda. El relé de velocidad permite realizar la puesta en serie de los motores, en dependencia del momento que entra a trabajar el próximo transportador.

La comunicación del punto de mando control con el personal que trabaja en la línea de transportadores, se realiza con señales sonoras y lumínicas, por teléfono, altoparlante, instalaciones de radio con banda ultracorta y también televisores. El perfeccionamiento de los medios de señalización y comunicación,

aumentan la seguridad en el trabajo y permiten disminuir la cantidad del personal de servicio.

El sistema de automatización con el control de la velocidad de las bandas transportadoras es principalmente la condición que mejor satisface la explotación de las líneas de transportadores. Cuando la banda resbala, se rompe, se trava, etcétera, la velocidad de la banda cae o se para completamente. Los principales defectos del transportador, pueden ser descubiertos con ayuda de aparatos que controlan la velocidad de movimiento de la banda. Estos aparatos llamados relé de velocidad, se emplean para el arranque automático consecutivo de transportadores individuales que forman la línea de éstos, observando pequeños intervalos de tiempo.

En este caso el relé de velocidad, actúa en función del relé de arrancada, así como el control del estado de los transportadores que forman parte de la línea.

Para la arrancada se oprime el botón de arrancada, el cual cortocircuita el devanado del contacto *CL* y el relé de tiempo *RT* del primer transportador. La bobina *CL* cortocircuita el contacto *CL*, y esto provoca que haya tensión en la red. Paralelamente, el contacto cerrado *RT* está conectado con el contacto *RV* que habitualmente está abierto. El relé *RT* actúa durante un intervalo de tiempo, suficiente para la arrancada del transportador. Si la velocidad normal demora en alcanzarse, por alguna razón y el contacto normalmente abierto *RV* no se cierra, entonces el contacto normalmente cerrado *RT*, abriéndose, desconecta el arranque magnético del transportador y la arrancada de la línea se detiene. De la misma forma, se arranca el segundo transformador, desde el contacto del relé de velocidad *RV* del primer transportador. En la línea del segundo y los subsiguientes transportadores está ausente el «botón de arrancada» y por consiguiente cuando se para el órgano de tracción del transportador, por ejemplo, cuando se rompe la banda o cuando patina, se desconectan los contactos *RV* y la parada del correspondiente transportador y todos los que se encuentran después de él que caen sobre su carga. Para la observación visual del arranque de los transportadores conectan las lámparas de señales a través de los correspondientes contactos *RV*.

El ulterior perfeccionamiento de los esquemas de automatización de las líneas de transportadores en las canteras, es necesario dirigirlos a la sección de esquema de mando, basados en principios telemecánicos, universales y de bloques sin contactos, los ojales satisfacen una gran demanda de órdenes de dirección y señales de los canales de información.

CAPÍTULO VI

Teleféricos

Campo de aplicación y equipamiento

Los teleféricos se emplean para transportar cargas o pasajeros (llamados también funicular). Se emplean en las labores a cielo abierto, así como, en otras ramas de la industria en calidad de medio de transporte externo. Se usa frecuentemente en zonas accidentadas, donde exista una gran diferencia de nivel entre los puntos inicial y final, por ejemplo cuando se encuentra como eslabón entre una cantera o mina, en una montaña y la estación de ferrocarril o la planta de beneficio situada en el valle. También se utilizan en lugares llanos, alcanzando a veces decenas de kilómetros y más. Los funiculares en la industria minera se emplean para unir la cantera o la mina con la aldea o el pueblo.

En comparación con otros tipos de transporte se caracterizan por una menor dependencia del relieve del lugar. En la mayoría de los casos, su traza es recta (la distancia más corta) no es necesario la construcción de puentes, se permiten grandes vuelos entre apoyos (hasta 500 m, y en casos particulares mucho más, hasta 3 000 m), se superan ángulos hasta de 30° en ascenso y descenso, sobrepasa por encima de otros tipos de transporte ríos, presas, precipicios, lagunas, etcétera y también sobre edificios de viviendas, administrativos e industriales. En la mayoría de los casos, este tipo de instalación puede recoger el material desbrozado y distribuirlo inmediatamente en la tolva de recepción, sin necesidad de instalaciones de descarga complementaria. La descarga de la vagoneta de las vías aéreas de cables se realiza al final del viaje o entre apoyos.

Constructivamente, los teleféricos pueden ser de dos cables (el tipo fundamental) y de uno solo. En las vías aéreas de dos cables, éstos se cuelgan en los apoyos que se fijan en los extremos; por ellos se deslizan las vagonetas traccionadas por un cable sinfín de tracción, en las vías aéreas de un solo cable, el mismo cable sinfín sirve como cable vía y de tracción simultáneamente. La vagoneta se fija en el cable y junto a éste se mueve sobre los bloques de apoyo.

En el teleférico de dos cables (ramal de carga 3, ramal de retorno 8) ver Figura 6.1, éstos se fijan en uno de los extremos, en este caso el designado por la cifra 4, y por el otro poseen contrapesos 13. En diferentes puntos de su trayectoria descansan sobre los apoyos 9 fijados a las torres 11. En ambos extremos los cables se unen a través de vías monorielles 1 y 5 formando con éstos un circuito cerrado para el movimiento de las vagonetas.

El cable sinfín de tracción 12, abraza la polea 6 en un extremo, y en el otro la polea con la estructura de tensado 14. Si la tensión en la línea disminuye, el cable se apoya en los bloques complementarios 10.

La carga y descarga de las vagonetas se realiza sobre la marcha con ayuda de estructuras mecánicas de empuje y parcialmente utilizando la inercia, el enganche de las vagonetas cargadas al cable de tracción ocurre en el punto 2, y de las vacías en el punto 7, es decir, antes de ingresar al cable vía; el desenganche ocurre antes de ingresar al riel.

La productividad habitual de los teleféricos de dos vías no supera las 400 t/h, en este caso las vagonetas de 3 t deben sucederse en la línea cada 21 s aproximadamente, las de 2 t cada 16 s.

En casos aislados se han obtenido mayores productividades a partir del incremento de la capacidad de carga de las vagonetas y la disminución del intervalo de ingreso a la circulación. Se considera como límite práctico para teleféricos completamente automatizados de dos cables la productividad de 1000 t/h.

Partes componentes

Cables vías (Figura 6.2). Se usan de construcción cerrada con una serie externa de alambres en forma de S. La ventaja de ese tipo de cable es su superficie lisa, gracias a lo cual disminuye la resistencia al movimiento del tren de rodaje de las vagonetas y disminuye el desgaste, tanto de la canal de las ruedas como del mismo cable. Además, la forma de los alambres impide la entrada de la humedad y el polvo. El diámetro de los cables-vías de construcción cerrada oscila desde 30,5 a 70,0 mm (Tabla 6.1) y en casos especiales alcanza los 100 mm para vías aéreas con grandes distancias entre apoyos y vagonetas de mucha capacidad, y también para vías aéreas de pasajeros. El diámetro del cable en la rama vacía se usa menor que en la rama cargada.

Como elemento de unión de los tramos de cables, se emplean acoplamientos de líneas con roscas (Figura 6.3). Los extremos de los cables se introducen girando en sendas mitades de acoplamiento, se fijan por medio de cuñas de acero y después se empujan a la parte cónica del acoplamiento, después de lo cual, ambas mitades del acoplamiento se unen con ayuda de una tuerca con roscas izquierda y derecha simultáneamente.

TABLA 6.1. Tipos de cables vías

PARÁMETROS	Construcción del cable			
	Sin alambres en forma de cuña	Con una capa de alambres en forma de cuña	Con dos capas de alambres en forma de cuña	
Diámetro del cable, mm	30,5	35,5	38,5	42,5
Masa del metro de cable, kg	32,0	35,5	38,5	42,5
Esfuerzo de ruptura (sumario de todos los alambres con un límite de resistencia de 1 200 N/mm ² , en kN	5,0	7,0	8,6	10,3
	715	790	955	1 200
				1 450
				1 620
				1 750
				2 148
				2 490
				2 870
				3 420
				3 950

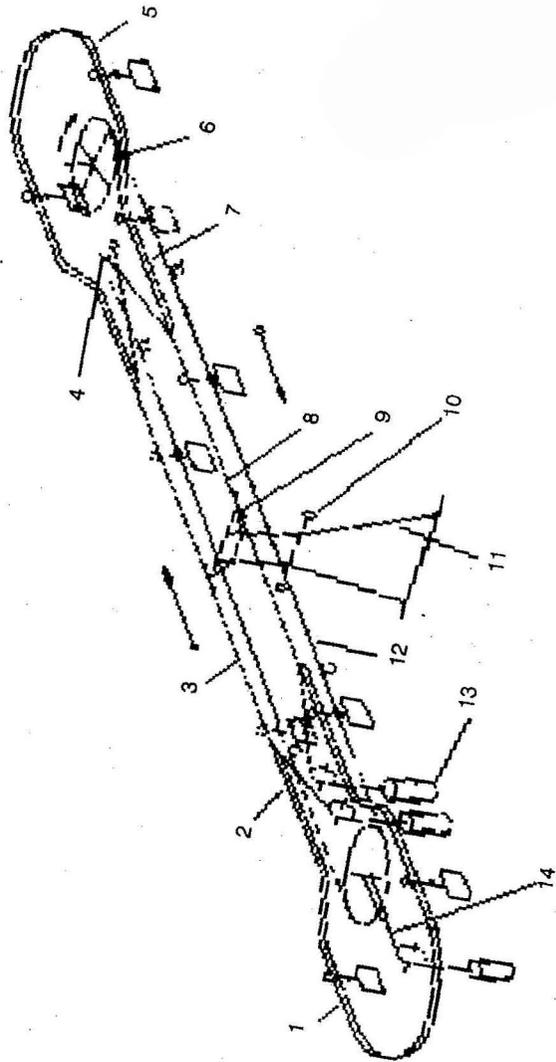


FIGURA 6.1. Esquemas de vías aéreas de dos cables.

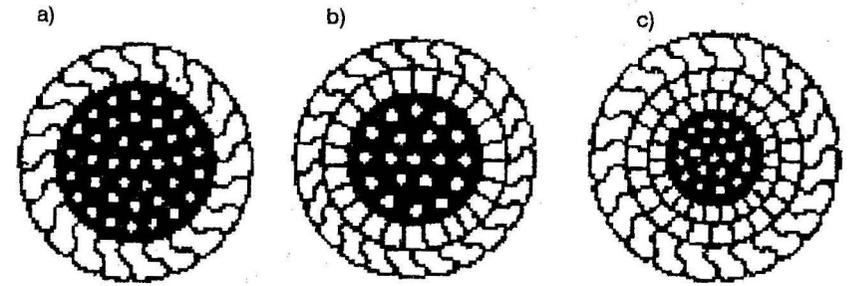


FIGURA 6.2. Cables vías de los funiculares.

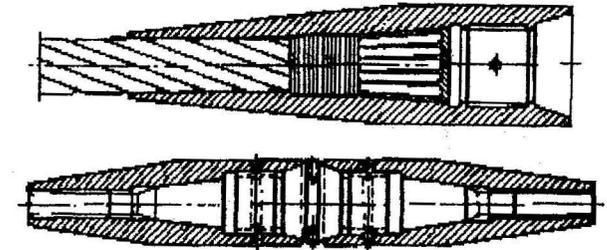


FIGURA 6.3. Acoplamiento del cable vía.

Cables de tracción. En calidad de cables de tracción se emplean cables para transporte con cables con alambres circulares, preferentemente no torcibles, de trenzado de un solo sentido y contacto lineal entre alambres. Los cables deben tener flexibilidad en el sentido transversal para garantizar el enganche de la vagoneta, lo cual se logra en cables con alma blanda.

Las vagonetas constan de la caja, dispositivo colgante con el sistema de cerradura y la carretilla balanceante de dos o cuatro ruedas (Figura 6.4).

Según el tipo de descarga, existen dos tipos fundamentales de vagonetas: enterizas de caja volteable (volquete) que se apoya en ambos lados con pivotes en el gancho y con el fondo que se abre. Para que la caja en los tramos inclinados mantenga su posición horizontal, el sistema colgante se enlaza a la vagoneta de forma abisagrada. La fuerza de agarre en el cable deberá ser mayor que la componente longitudinal de la fuerza de gravedad de la vagoneta, en la mayor

inclinación sumado con las resistencias al movimiento de la vagoneta por el cable. Esta fuerza se crea por la fuerza de gravedad de la vagoneta, el dispositivo de enganche y la carga, o también por el giro de la manecilla contrapeso con una fuerza externa.

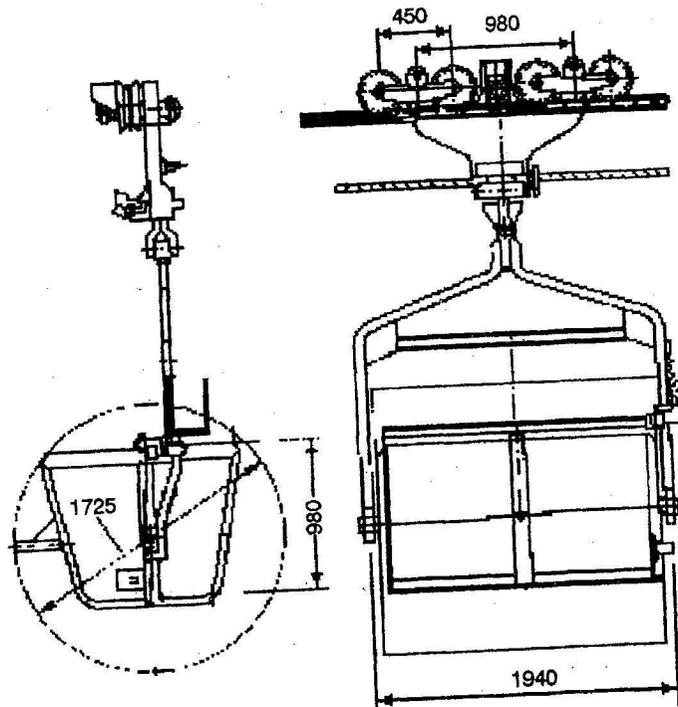


FIGURA 6.4. Vagoneta de cubo volteable.

Para evitar el volteo involuntario de las vagonetas, existe un pestillo con un pequeño brazo fijado en el enganche. El centro de gravedad de la caja con carga está situado por encima del eje de los muñones, excéntrico, debido a lo cual, cuando el brazo con el pestillo llega al punto de descarga, el tope hace funcionar el pestillo y la caja se voltea. Cuando continúa el movimiento de la vagoneta existe en la caja un brazo, que al entrar en una gula en espiral, hace retornar la vagoneta a su posición anterior fijándose al enganche.

A continuación mostraremos los parámetros de las vagonetas típicas (Tabla 6.2).

TABLA 6.2. Parámetros de vagonetas para teleféricos

Capacidad, m ³	0,5	0,65	0,80	1,0	1,25	2,0
Masa, kg:						
De dos ruedas	395	420	450	480		
De cuatro ruedas	485	510	540	570	600	690

Cuando se transportan desde la cantera cargas unitarias, por ejemplo, mármol, caliza, etcétera, en lugar de vagonetas pueden emplearse contenedores.

Las poleas motrices pueden situarse horizontalmente, es decir, en ejes verticales o verticalmente en ejes horizontales.

En el primer caso, se fijan en las construcciones metálicas a la altura de las vías de rieles de la estación motriz final, en el segundo caso, en los fundamentos, los cuales se montan en las bases, en los que se montan los cojinetes de los ejes principales y los reductores. El segundo tipo de equipo es más utilizado, por cuanto tiene mayores ventajas constructivas, sobre todo en las instalaciones potentes. El coeficiente de cohesión del cable con poleas no recubiertas es pequeño ($M = 0,10-0,12$); además se limita el valor de la presión específica del cable en la canal de la polea. Para el aumento del coeficiente de cohesión de las poleas recubiertas con madera ($M = 0,16$) o con goma ($M = 0,20$) a veces en calidad de recubierta se emplean plásticos que dan un aumento considerable de M . Todas las recubiertas sin embargo, se desgastan rápidamente.

Cuando se produce un desgaste irregular en el canal de la polea en la parte intermedia del cable, en los equipos con dos poleas motrices (o con una polea motriz con dos canales) surgen tensiones considerables, a veces trae como consecuencia la rotura del equipo o pulsaciones de la vía, por eso en la práctica no se emplea este tipo de equipo.

Para eliminar la excesiva distribución del esfuerzo de tracción y la excesiva tensión del cable en la rama intermedia, se coloca un motor a cada polea individualmente (Figura 6.5).

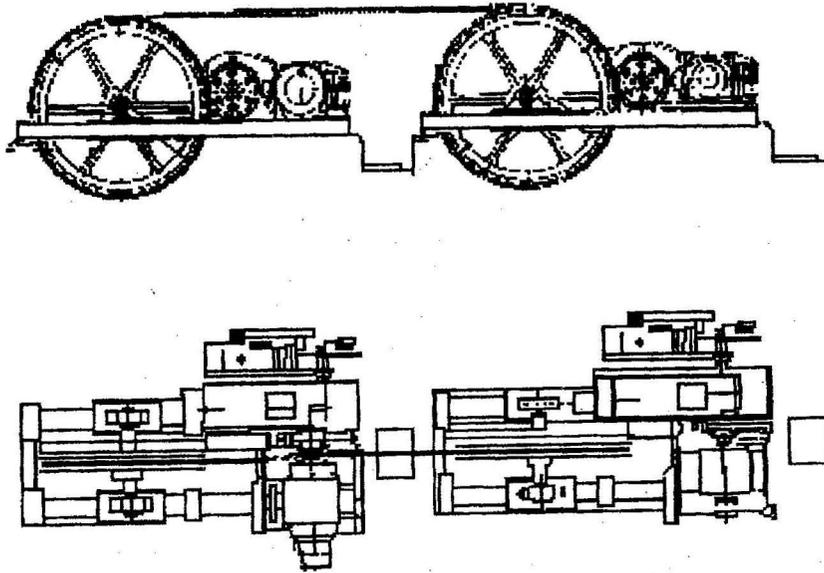


FIGURA 6.5. Esquema de equipos motores de los teleféricos.

Los apoyos para cables se hacen de metal y raramente de hormigón armado. Los apoyos pueden ser consolidados o monolíticos y portátiles. El apoyo metálico soldado típico del tipo consolidado se muestra en la (Figura 6.6). La parte superior del apoyo tiene dos consolas que portan los ejes, en los cuales se fijan según el ángulo del perímetro las zapatas de apoyo con canales para los cables vías. Durante el paso de las vagonetas, las zapatas se inclinan en uno u otro sentido, gracias a lo cual se evita el desgaste del cable y se facilita el paso de la vagoneta. En la consola inferior se colocan rodillos para los cables de tracción que cuelgan entre las vagonetas y los ángulos que los captan y dirigen cuando se balancean. La distancia entre los ejes de las zapatas de apoyo se hace lo suficientemente grande, de modo que las vagonetas no golpeen los apoyos durante el balanceo y en los vuelos entre ellos no choquen entre sí. Comúnmente las poleas se fabrican de 2,5 a 3,0 m. La altura de los apoyos de la vía situada en lugares nivelados es de 10 a 15 m, en lugares irregulares (lomas, montañas, cañones) cuando se necesita un gran vuelo, a

veces aumenta hasta 50 m y en algunos casos, incluso hasta 100 m. El cálculo de las resistencias de los apoyos y las bases para ellos se realizan con las mayores fuerzas sumarias de la acción de las fuerzas de gravedad de las vagonetas y los cables, de la fricción de los cables vías por los canales de las zapatas debido a la fuerza del viento.

Las estaciones de giro se establecen en los puntos de giro en la traza de la vía de cables. El cable de tracción en las estaciones de giro contornea las poleas situadas horizontalmente (Figura 6.6 a) o pueden contornearse según el mayor radio de una batería de rodillos (Figura 6.6 b). Para el primer caso es característico el movimiento de las vagonetas en la estación de giro por un riel circular, sin desenganche del cable de tracción, y para el segundo con desenganche.

Las ventajas de las estaciones de giro del primer tipo son su sencilla explotación y construcción más compacta. La desventaja, consiste en limitar la velocidad del cable de tracción para eliminar las grandes fuerzas centrífugas que actúan sobre las vagonetas cuando pasan por pequeños radios, así como, por las deformaciones de los cables sobre las poleas y en los puntos de sujeción del mismo con las vagonetas.

Las estaciones de giro comúnmente se emplean como motrices intermedias para los cables de tracción e intermedias ancladas o de tensión para los cables vías. Cuando las instalaciones de cables aéreos son muy largas, las estaciones intermedias se establecen en los tramos rectos, de modo que se limite el aumento o la disminución de la tensión de los cables.

Las estaciones de carga se proveen de embudos o tolvas con compuertas, alimentadores o dosificadores. El movimiento de las vagonetas en las estaciones de carga se produce por un riel rígido libremente o preferentemente con ayuda de un dispositivo de empuje. La carga a granel se entrega a la vagoneta por medio de dosificadores o alimentadores de diferentes clases, en dependencia del tipo de material que se transporta. Todo este proceso se trata de automatizar con el objetivo de acelerar el proceso de carga, y además, de reflejar el peso de la vagoneta con la carga.

Tal como lo muestra la práctica, la carga de la vagoneta de mediana capacidad, cuando se trata de un material a granel de fácil fluencia, tarda de 20 a 30 segundos y a veces más.

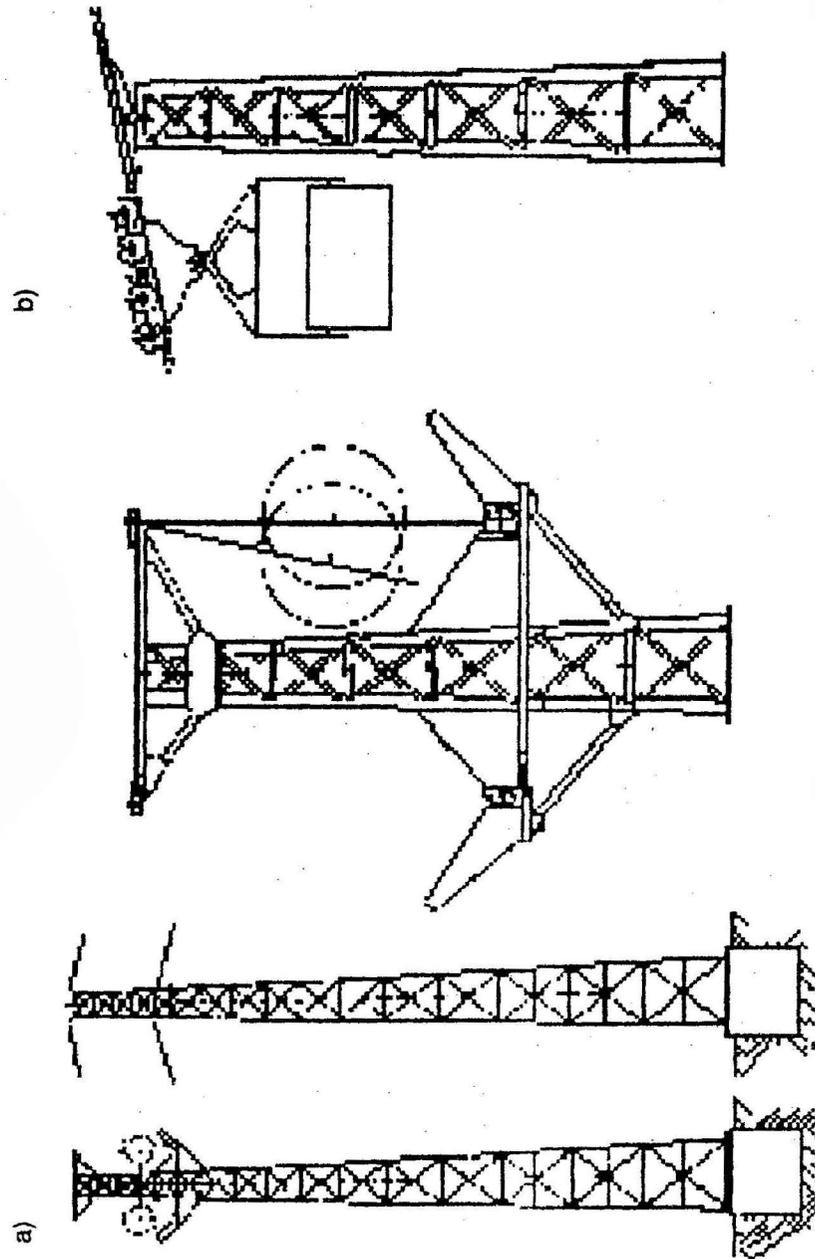


FIGURA 6.6. Apoyos de las vías aéreas.

Fundamentos de cálculo

La capacidad de la vagoneta se determina a partir de la productividad horaria de la instalación Q , y del intervalo de tiempo medio entre vagoneta en la línea t .

Durante la proyección de la vía se indica habitualmente la productividad de ella en un período largo (por ejemplo, en un año), y después, a partir del régimen de trabajo de la vía, o sea, la cantidad de días de trabajo en el año Z , horas de trabajo en un día T , coeficiente del tiempo de trabajo $K = 0,9-0,85$, se determina la productividad horaria de cálculo.

$$Q = \frac{k_j \alpha}{K_u Z_d T} \quad , \quad \text{t/h} \quad (6.1)$$

El volumen y la capacidad de carga de la vagoneta se establecen según los gastos mínimos. Para una productividad dada de la vía con el aumento de la vagoneta disminuye el número de ellas, aumenta el intervalo de tiempo entre vagonetas y se facilita la mecanización en los puntos de carga, pero aumenta el diámetro del cable vía (ver más adelante) el cual constituye una parte considerable del costo de la vía.

Habitualmente el intervalo t se toma de 20-60 s en dependencia de los medios de mecanización en los puntos de carga y de la productividad necesaria.

De aquí la capacidad necesaria G y el volumen V_v de las vagonetas será:

$$G = \frac{Q_t}{3600} \quad , \quad \text{t} \quad (6.2)$$

$$V_v = \frac{G}{10\gamma K_{\parallel}} \quad , \quad \text{m}^3 \quad (6.3)$$

Donde:

γ : es el peso volumétrico de la carga desbrozada, t/m³;
 K_{\parallel} : es el coeficiente de llenado de la caja de la vagoneta.

La distancia promedio entre vagonetas en la línea.

$$d_v = t v_t \quad , \quad \text{m} \quad (6.4)$$

Donde:

v_t : es la velocidad del cable de tracción, m/s .

En los equipos típicos se emplean las siguientes velocidades: 1,25; 1,6; 2,5; 2,8; 3,15 m/s. Como regla, en las vías con desenganche de las vagonetas del cable de tracción durante el abrazo de las poleas la velocidad es de 2,5 a 3,15 m/s y sin desenganche es de 1,5 a 2,0 m/s.

El cálculo de tracción de las vías de dos cables con un cable sinfín de tracción se realiza por el método común de análisis del contorno con el cálculo consecutivo de las resistencias en las secciones rectas y los puntos de curvatura.

Las resistencias en las secciones rectas de longitud L , con un ángulo de inclinación β correspondientemente en las ramas cargada y vacía se determinarán:

$$W_c = \left(\frac{G + G_v}{\alpha} + q_c \right) L (\pm \sin \beta + \omega' \cos \beta) \quad , \text{ N} \quad (6.5)$$

$$W_v = \left(\frac{G_v}{\alpha} + q_c \right) L (\pm \sin \beta + \omega' \cos \beta) \quad , \text{ N} \quad (6.6)$$

Donde:

G_c : es el peso de la carga en la vagoneta, en N;

G_v : es el peso de la vagoneta, en N;

q_c : es el peso unitario del cable de tracción, en N/m.

El peso unitario del cable de tracción, cuyo diámetro oscila desde 16,5 hasta 32 mm, es igual a 9,9 y 38,0 N/m, y en cálculo previo, puede tomarse aproximadamente en dependencia de la productividad, longitud y ángulo de inclinación de la vía.

El coeficiente de resistencia al movimiento (ω'), se toma igual para las vagonetas que se mueven por el cable vía y para el cable de tracción que a veces se traslada sobre la vagoneta y también sobre los rodillos estacionarios de apoyo. Para el cable vía de construcción cerrada y las vagonetas típicas se pueden tomar para el régimen forzado, $\omega' = 0,0065 - 0,0050$ y para el régimen frenado, para los cuales la potencia de los motores eléctricos se calculan como para los generadores, $\omega' = 0,0045$.

La fuerza de tensión del cable de tracción se determina (como en la banda de los transportadores de bandas) a partir de la condición de la transmisión de la fuerza de tracción en el equipo con un ángulo abrazado y el coeficiente de cohesión en la periferia de la polea (Tabla 6.1).

Según la condición de limitar la catenaria del cable de tracción entre los apoyos, se toma la siguiente tensión mínima:

$$S_{mín} = (1000 - 6000) q_c \quad (6.7)$$

Y se comprueba según las condiciones locales en dependencia de la altura de los apoyos.

La reserva de resistencia de los cables de tracción de las vías cargadas, se toma $k=5-6$.

El cable vía sufre los esfuerzos longitudinales, debido a la tensión, las flexiones y las presiones de aplastamiento de contacto, acondicionadas por la presión de las vagonetas. Esto representa, como lo muestran las investigaciones, la causa fundamental del desgaste del cable, por eso el cálculo del cable vía se realiza en el sentido de la resistencia y la durabilidad.

Según las instrucciones de los institutos especializados, la menor tensión de cálculo del cable vía deberá ser:

$$S_{mín} \geq 0,045 P \sqrt{U} \quad , \text{ N} \quad (6.8)$$

Pero no menor de 45P.

Donde:

P : es la carga debido a la rueda de la vagoneta, cuando hay x ruedas ($x = 2$ ó 4), para el ramal cargado es igual a:

$$P_c = \frac{G + G_v + \alpha q_c}{x} \quad , \text{ N} \quad (6.9)$$

Para el ramal vacío:

$$P_v = \frac{G_v + \alpha q_c}{x} \quad , \text{ N} \quad (6.10)$$

Aquí U es el número de ruedas que pasan sobre el cable durante el año, igual a la productividad anual de la vía A_a .

$$U = \frac{A_a x}{G} \quad (6.11)$$

Donde:

x : es la cantidad de ruedas en la vagoneta.

La mayor tensión del cable vía S en la instalación horizontal, puede ser mayor que a consecuencia S_{min} de la fuerza de fricción del cable sobre las zapatas de los apoyos y también la fuerza de resistencia por balanceo de la vagoneta sobre el cable.

En los cálculos se toma:

$$S_{m\acute{a}x} = 1,25 S_{m\acute{i}n}$$

Al tomar en cuenta el coeficiente de reserva de la resistencia k' que para el cable de la rama de carga puede tomarse igual a tres se determina la tensión de cálculo:

$$S_c = k' S_{m\acute{a}x} = 3,75 S_{m\acute{i}n}$$

Con la cual se calcula el diámetro del cable, según las normas.

Explotación de los teleféricos

En la explotación de las vías de cables, es necesario observar un conjunto de reglas, obligatorias para el personal técnico y dirigidas al aumento de la seguridad y la durabilidad de todos los elementos fundamentales. Particular atención se le presta a los cables vías y de tracción realizando una inspección periódica y engrase de los cables vías con grasas no ácidas. El engrase de los cables vías se realiza con ayuda de un aparato para engrase móvil que se cuelga en una vagoneta especial.

Si en cualquier tramo del cable, el número de alambres partidos sobrepasa los límites considerados en las instrucciones, entonces ese tramo del cable o todo el cable debe ser inmediatamente sustituido por uno nuevo. El plazo de servicio de los cables vías en las instalaciones en movimiento, en dependencia de su calidad y mantenimiento, fluctúa entre 12 hasta 36 meses. En relación con el mayor desgaste de los cables vías, ocurre en los apoyos y en los tramos cercanos a éstos, y también junto a los acoplamientos lineales para aumentar el plazo de servicio de los cables, se debe alternar periódicamente y hacerlos girar en 90° , así como, cortar cerca del acoplamiento los tramos defectuosos y colocar los acoplamientos de nuevo. La disminución del desgaste de los cables vías en toda su longitud lo da el recubrimiento de las ruedas de las vagonetas con materiales flexibles.

Las vagonetas deberán ser inspeccionadas, limpiadas y engrasadas periódicamente, las que posean una resistencia al movimiento incrementada deben

salir de circulación. Las poleas motrices también deben ser revisadas y reparadas cuando no están en buenas condiciones.

Cuando se ponen las vagonetas en movimiento es necesario mantener rígidamente los intervalos establecidos para ellas, los cuales no deberán ser iguales ni múltiplos de la distancia entre apoyos, ya que de ese modo todas las vagonetas llegan y salen simultáneamente, debido a lo cual en el cable de tracción y los equipos varía el valor de la fuerza de tracción.

Las dimensiones de los teleféricos deben ser tales, que incluyan el posible balanceo de las vagonetas, y también la posibilidad de su volteo casual. En los tramos en que las vagonetas pasan más abajo de los límites inferiores, es necesario colocar a ambos lados del paso una cerca protectora.

En los lugares en que la vía aérea de cables intercepta una carretera o la vía férrea, se instala por debajo de la vagoneta un puente protector o se cuelga una red que atrape la vagoneta que se desprenda o las cargas que salgan de la caja. Redes similares se emplean también cuando la vía sobrepasa construcciones, depósitos de agua, etcétera.

Para mejorar la explotación y aumentar la seguridad de los teleféricos, principalmente cuando las líneas son largas y existen varias estaciones motrices, se emplea mando a distancia y control desde un despacho. La forma más efectiva de comunicación con el despacho es el sistema telemecánico, con la distribución por tiempo de canales. El mando a distancia de la instalación con varias estaciones motrices se realiza en el siguiente orden: antes de la arrancada en el despacho se da la señal necesaria (preparación para la arrancada), en este momento, en todas las estaciones se aprieta el mismo botón y en el despacho se enciende la luz de la correspondiente estación. Después que recibe la señal de preparados de todas las estaciones el despacho pone en marcha la instalación.

La parada de la vía se realiza por el centro de control o por los operadores desde cualquier estación, apretando el correspondiente botón, y cuando se rompe el régimen de trabajo establecido, se produce entonces la parada automática, sobre el lugar en que surge y que el operador del centro puede determinar por el esquema. Para el control del ritmo de trabajo, en el centro de control se colocan equipos gráficos que marcan el número de vagonetas que llegan al punto de descarga. Además, en el sistema se prevé la llamada selectiva en dos sentido del teléfono.

Parámetros técnico-económicos del trabajo de los teleféricos

Las inversiones en los teleféricos constan del costo de los cimientos, la construcción de las estaciones finales intermedias y los apoyos, a veces puentes de seguridad, el equipamiento electromecánico, la instalación de tensión y estaciones intermedias; cables vías y de tracción; el sistema eléctrico, comunicaciones y automática. Una gran parte de las inversiones de las vías aéreas de cables lo toma el costo de los trabajos de construcción y montaje.

La práctica ha demostrado que los gastos de capital crecen más lentamente que la productividad y la longitud de la vía. Esto se explica debido a que una parte considerable de las inversiones es tomada por las estaciones finales (de carga y descarga) de la vía, cuyo costo cambia comparativamente poco, con el aumento de la productividad y en especial con la longitud de la vía.

Cuando se compara el transporte aéreo por cable con otro tipo de transporte, por ejemplo, con el transportador por bandas, se observa que en el campo analizado de productividad y longitud, excluyéndose la menor productividad y mayor longitud, este último tiene mejores parámetros, pero según los gastos de producción cuando se trata de una gran distancia de transportación, es superado por la vía aérea de cables. Esta relación varía susceptiblemente a favor de los transportadores cuando los teleféricos deben tener una gran productividad (el doble) pues hay un límite determinado de ésta por encima de la cual no puede ser utilizado este tipo de transporte.

En general, el costo de transportación no depende solamente de la productividad y la longitud de transportación, sino también del nivel de mecanización y automatización en las estaciones terminales. Además, depende del peso volumétrico de la carga que se transporta, disminuyendo con su aumento, ya que con la misma productividad en peso y una masa minera más pesada se necesita un menor número de vagonetas y se obtiene una relación mejor entre las cargas útiles y muertas.

Como se observa, la ventaja de los teleféricos (y como consecuencia, sus índices económicos), se reflejan particularmente en lugares montañosos y de difícil relieve, principalmente cuando hay grandes diferencias de cota entre los puntos inicial y final.

En la Figura 6.7 se observa el teleférico instalado en el yacimiento Luz norte en la empresa René Ramos La four.

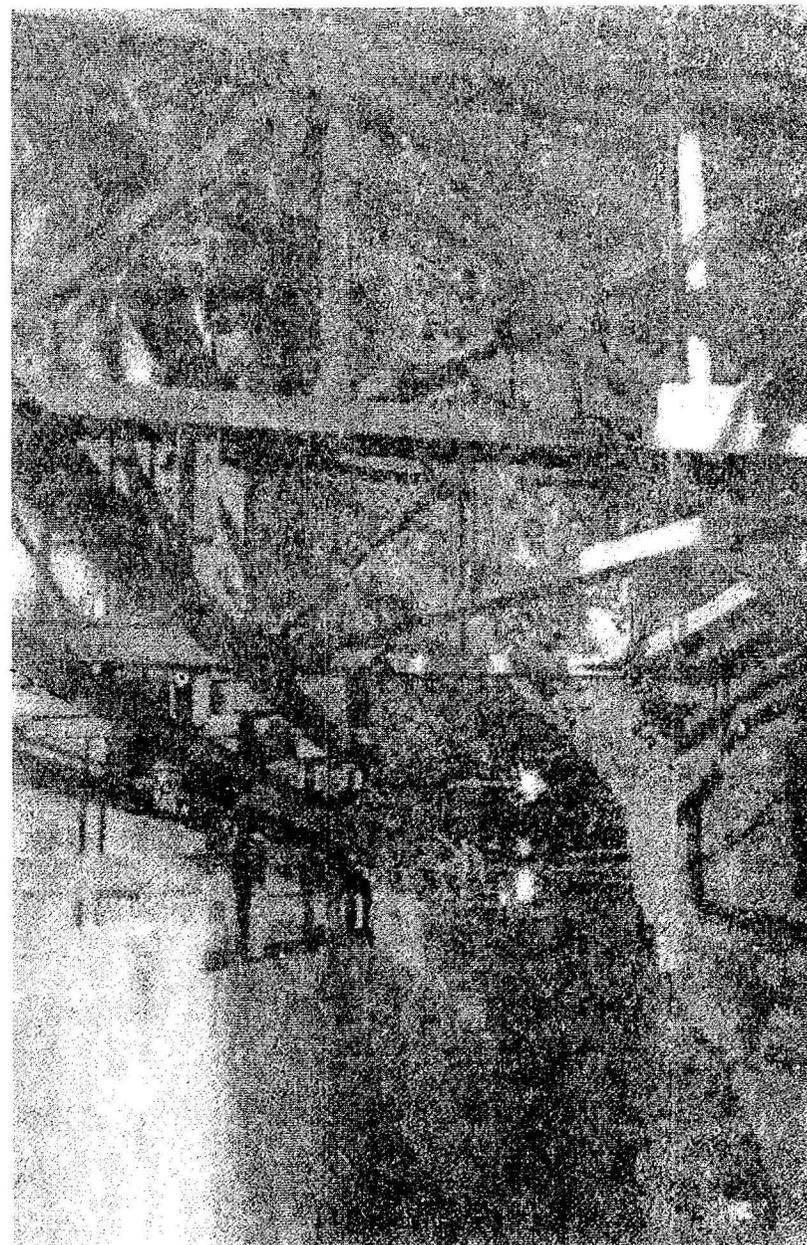


FIGURA 6.7. Vista del teleférico instalado en el yacimiento Luz Norte de la Empresa "René Ramos Latour".

CAPÍTULO VII

Transporte ferroviario

Vías de rieles

La vía de rieles consta de la construcción inferior y superior. A la primera pertenecen la capa de tierra y las construcciones artificiales, y a la superior los rieles, el balasto y las traviesas.

La construcción y dimensiones de cada elemento de la vía de rieles se toman en correspondencia con el volumen de transportación, tipo del conjunto rodante y la velocidad de movimiento del mismo.

La *capa de tierra*, con instalación del desagüe, representa la base de la vía de rieles; de su estado depende el estado total de la vía.

La parte de la capa de tierra sobre la cual se coloca la construcción superior de la vía se denomina *plataforma fundamental*, cuyo ancho depende del ancho de la vía y de las características del suelo (Tabla 7.1).

TABLA 7.1. Ancho de la plataforma inferior de la vía

Perfil transversal de la capa de tierra	Ancho del carril, mm	
	1 524	750
<i>Relleno, m</i>		
Bajo una vía	4,6 - 5,5	2,8 - 3,4
Bajo dos vías	8,7 - 9,6	5,8 - 6,4
<i>Arranque, m</i>		
Para una vía (al tomar en cuenta el ancho de la cuneta)	7,6 - 8,0	6,1 - 6,7
Para dos vías	11,7 - 12,1	9,1 - 9,7

Por la forma del perfil transversal, la capa de tierra se construye en forma de relleno, arranque, nivel cero, semirelleno semiarranque (Figura 7.1). El perfil transversal de la capa de tierra se realiza de tal manera que satisfaga su estabilidad y que no acumule agua.

En las condiciones de las canteras, el relleno se emplea en la formación de escombreras para la colocación de las vías en los cortes, desde la cantera hasta los depósitos.

El declive de los lados del relleno y el arranque, se mide por la relación entre la altura del talud y su proyección. Para rellenos cuya altura alcanza 10 m, el talud se construye con un declive 1:1,5; y para una altura mayor, se lleva hasta 1:1,75; 1:2.

Para la conservación de la capa de tierra de la acción destructora de las aguas superficiales e internas, se observan un conjunto de construcciones de drenaje. En condiciones a cielo abierto, la construcción tiene un valor excepcionalmente importante.

Para el paso de la vía de rieles por diferentes obstáculos (ríos, barrancos, otras vías, etcétera) se realizan construcciones artificiales, como son: puentes, conductoras, estacadas, túneles, entre otras.

En condiciones subterráneas, como construcción inferior se emplea el propio piso de la mina, al cual se le dan las condiciones para cumplir con estas exigencias, el piso de excavación se hace con una pendiente longitudinal y una pendiente transversal.

Los rieles

Se emplean para soportar y guiar las ruedas en movimiento del tren de rodaje, recibir y transmitir la presión de la construcción superior a los elementos inferiores.

Las ruedas cuando se mueven por rieles le transmiten los esfuerzos verticales y horizontales, los cuales provocan el pandeo del riel en el plano vertical y horizontal, así como torsión, compresión y tracción. La carga vertical es la mayor, y por tal razón, la sección de rieles es doble T, que soporta más el pandeo. Aquí la parte superior de la doble T se usa para el paso de las ruedas del tren de rodaje del conjunto, y la inferior para fijar los rieles a las traviesas.

Los rieles (Figura 7.2) se preparan de acero especial y se les da tratamiento térmico. Las cifras de los rieles están redondeadas al peso de un metro en kilogramos. Los rieles desde P8 hasta P24 se destinan para vía estrecha; P33 transporte industrial; y los rieles P38 en adelante, se emplean para vía ancha.

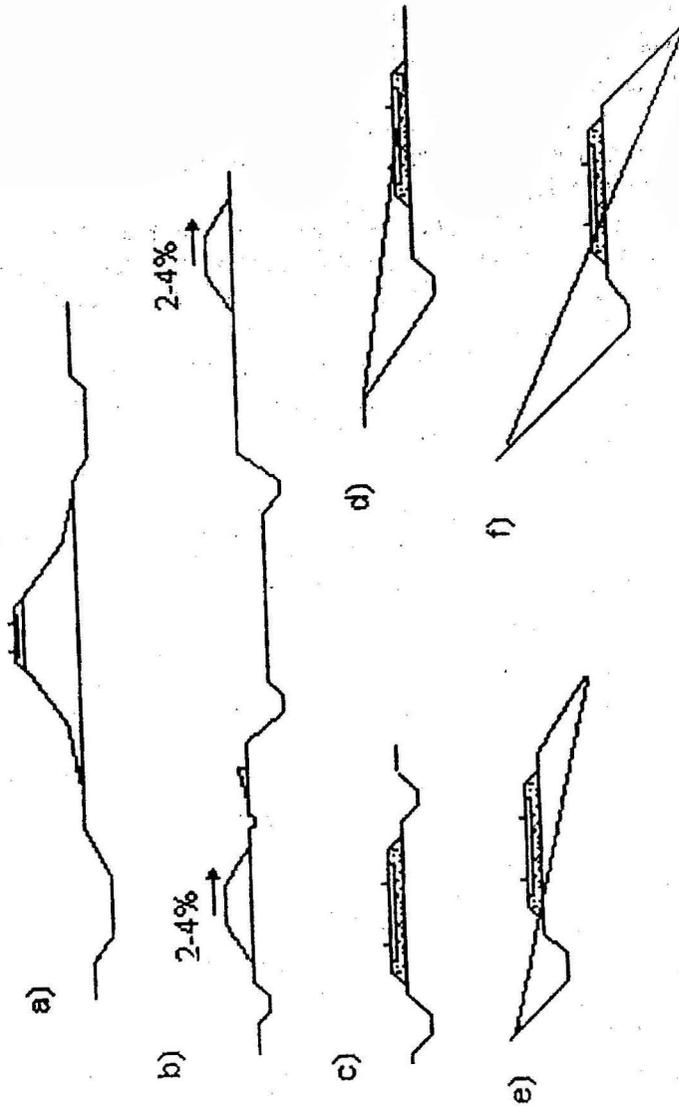


FIGURA 7.1. Tipos de perfiles transversales de la capa de tierra.

La longitud de los rieles está normalizada; para vía ancha se emplean dos longitudes, 12,5 y 25 m; para vía estrecha, 7 y 8 m. El paso a rieles de 25 m, o la soldadura de los topes, trae como consecuencia la disminución del número de topes, mejora las condiciones de interrelación de la vía y el tren inferior de rodaje del equipo móvil, y además, el gasto de metal en el rodaje del equipo móvil, permite disminuir el gasto de metal en el empuje de los topes, y por ende, da un efecto económico considerable. En la práctica, en las canteras se tiene experiencia en el empleo de placas de rieles de hasta 100 a 150 m de longitud.

La unión o enlace de los rieles puede ser con las traviesas a tope cuando se unen los rieles entre sí.

Para fijar los rieles a las traviesas se emplean escarplos, tirafondos, pernos y bases.

Las bases debajo de los rieles sirven para transmitir la carga o presión de los rieles a las traviesas. Gracias al uso de bases disminuye el desgaste de las traviesas y aumenta la resistencia al deslizamiento lateral de los rieles. La dependencia de las bases 1:20, satisface la inclinación de los rieles, igual a la inclinación de la superficie de rodamiento de las ruedas del conjunto móvil.

Las bases bajo los pies de los rieles (de goma o de madera) se emplean para suavizar los golpes del tren de rodaje y para el aumento del plazo de servicio de las traviesas.

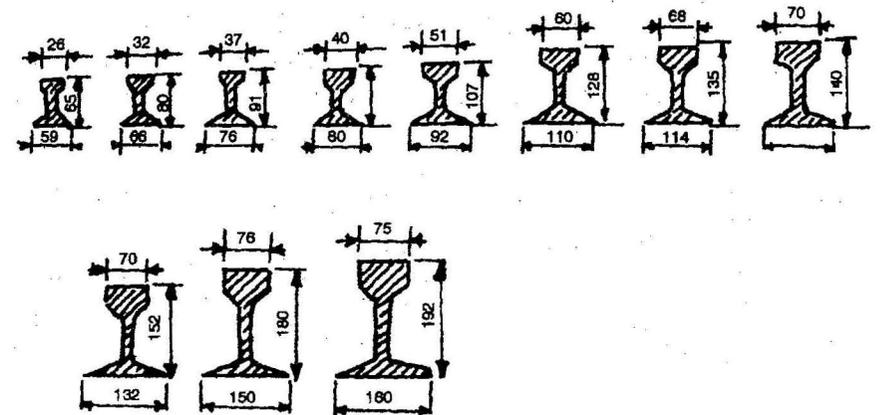


FIGURA 7.2. Tipos de rieles.

Hasta el momento, en las vías de las canteras está muy difundido el uso de los escarpíos para fijar los rieles a las traviesas. Como se ve en el esquema (Figura 7.3) el escarpío interior se resiste en ser extraído de la traviesa, y el exterior se comprime bajo la acción de las fuerzas horizontales. Como promedio, la resistencia de la escarpía arrancada desde una traviesa nueva alcanza alrededor de 19 600 N.

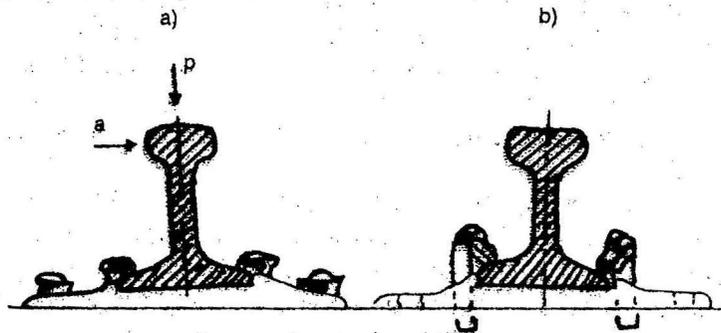


FIGURA 7.3. Andaje de rieles con escarpíos.

En las canteras, para aumentar la seguridad en el trabajo de las vías, actualmente se está generalizando el uso de tornillos tirafondos (Figura 7.4), los cuales manifiestan una resistencia a la extracción de 1,5 a 2 veces mayor que el caso de los escarpíos. Además, este tipo de fijación permite una adhesión más plana entre el riel, y la traviesa, lo cual redonda en una mayor estabilidad de la vía; aún más estable lo es, la fijación con pernos y placas o cuñas (Figura 7.5 a y b).

La unión de los topes de los rieles. Se produce con platinas. En vías anchas con rieles R50 y R65, además, se usan doble platina (Figura 7.6) que manifiestan una gran rigidez.

Los puntos de enlace entre ambos rieles coinciden con los puntos de mayor tensión, debido a las grandes cargas dinámicas producidas por los choques que mantienen una acción destructora constante para la vía y el equipo rodante.

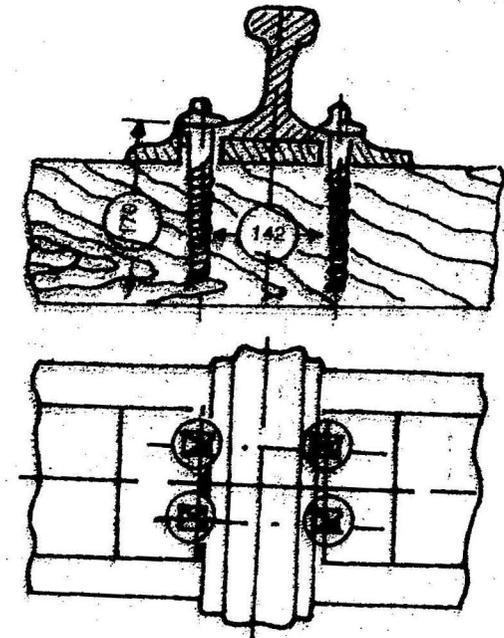


FIGURA 7.4. Andaje de rieles con tornillos tirafondos.

Las traviesas

Se emplean para la unión de las líneas de rieles de la vía férrea y para transmitir la presión del material rodante a la capa de balasto.

El número de traviesas por kilómetro de vía depende de las cargas sobre los ejes del tren móvil del conjunto, la intensidad de carga de la línea, velocidad del movimiento de los trenes, tipo de característica de la vía en planta y de perfil.

Cantidad de traviesas por kilómetro de vía:

Para carril ancho 1 440; 1 600; 1 840; 1 920; 2 000.

Para carril estrecho 1 400; 1 500; 1 625; 1 750; 1 856.

Para ancho de carril hasta 600 mm: 1 440 - 1 700.

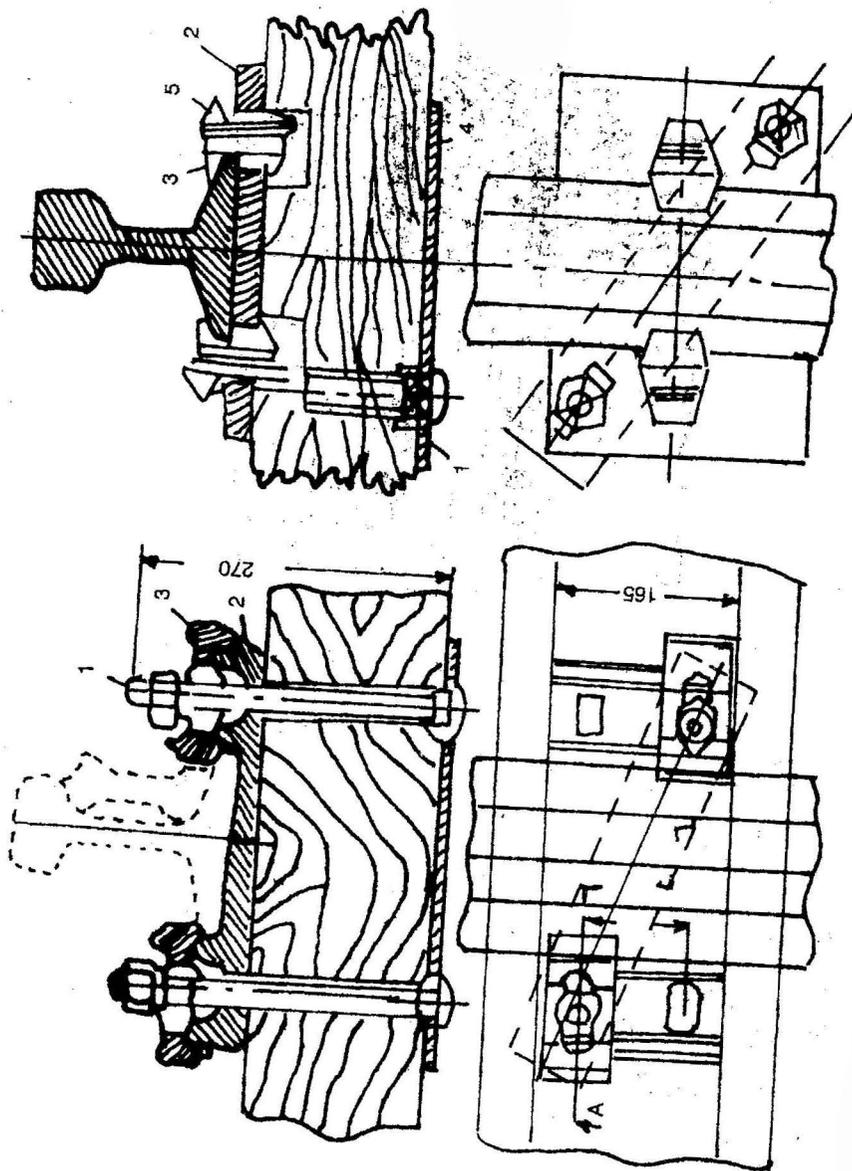


FIGURA 7.5. Anclaje de rieles con pernos.

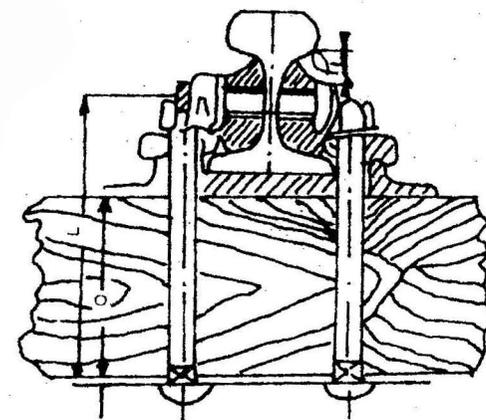
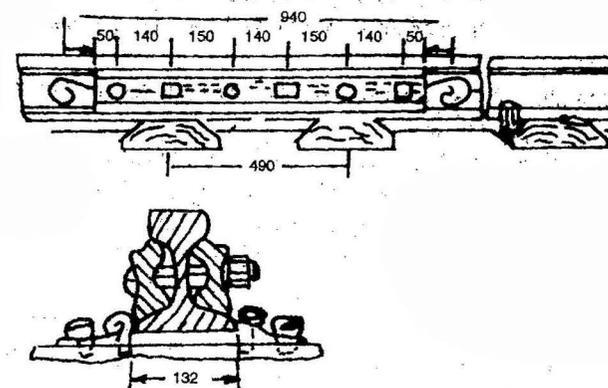


FIGURA 7.6. Empate de platinas por las dos caras.

En general nunca se emplean menos de 1 000 traviesas por kilómetro, aun cuando se tratan de vías auxiliares en minas subterráneas.

Cuando se incrementa la cantidad de traviesas por kilómetro, aumenta la resistencia y la estabilidad de la vía debido a que disminuye la presión específica en la capa de balasto y la capa de tierra.

Prácticamente para cargas axiales en los ejes del tren de rodamiento del conjunto de 245 000 N y más el número de traviesas en un kilómetro de vía llega a 2 000. La distancia entre traviesas no deberá ser menor de 25 cm, de lo contrario

es difícil introducirlas en el balasto. Las traviesas se colocan uniformemente, y sólo en los extremos del eslabón en los rieles topes, es que se colocan con un intervalo menor.

El material que se emplea para las traviesas puede ser, la madera, el hormigón armado y el metal.

El más utilizado de todo es la madera, ya que las traviesas son más ligeras y presentan flexibilidad; son baratas y fáciles de trabajar. Las dimensiones fundamentales son: el ancho del asiento superior e inferior, el espesor y la longitud. Para el carril de 1 524 mm, la longitud de las traviesas es de 2,75 m; para el carril de 900 mm es de 1,7 m; para 750 mm será 1,5 m y para 600 mm, 1,2 m.

La desventaja de las traviesas de madera, es su tendencia a podrirse rápidamente. Para aumentar el plazo de servicio de las traviesas situadas en las vías permanentes y en las excavaciones subterráneas donde están sometidas a un ambiente corrosivo intenso es necesario someterlas a un proceso de impregnación con antisépticos. Sin embargo, a cielo abierto, las traviesas terminan fundamentalmente debido al desgaste mecánico. Sobre todo en las vías provisionales.

En las vías estacionarias, cuando se usan traviesas de hormigón armado pretensado, aumenta considerablemente su plazo de servicio. Cuando se usan traviesas de hormigón armado en vías provisionales se sugiere una adecuada nivelación de la capa de tierra y de balasto para evitar que la traviesa se quiebre.

El balasto de las vías férreas estacionarias

Se emplean en las canteras para acomodar las traviesas con los rieles, desempeñando el papel de almohada flexible. Su principal función es la de distribuir uniformemente la presión y suavizar los golpes del conjunto móvil sobre la capa de tierra, el drenaje de las aguas superficiales; aumento de las resistencias al deslizamiento de la red traviesa-riel. Los gastos complementarios en el balasto se justifican completamente con el aumento de la velocidad de movimiento de los trenes, disminución de las averías y de los mantenimientos corrientes de la vía.

El gasto de balasto para las vías estacionarias alcanza 1 500 - 2 000 m³/km, y en las temporales 600-1 000 m³/km. El material para el balasto consiste en guijarros de 20 a 70 cm de diámetro, grava cascajo y arena gruesa. El material que compone el balasto se trata de que sea lo más redondeado posible. En algunas vías móviles puede emplearse como balasto roca de destape, colas de

beneficio, carbón, si sus condiciones físicas son similares a las de los materiales de balasto. Cuando se vayan a colocar sobre un fundamento húmedo, entonces es necesario eliminar la humedad por medio de cunetas de desagüe y zanjas. El espesor de la capa de balasto se determina por las propiedades del suelo que forma la capa de tierra y la carga en eje del conjunto móvil. Para la carrilera de 1 524 mm, el espesor de la capa, desde 0,25-0,40 m, en las vías estacionarias y desde 0,15-0,25 m en las vías móviles.

Las vías subterráneas, cuando son permanentes, con un plazo de servicio mayor de 2 años, se colocan encima del balasto. El espesor mínimo de la capa de material debajo de la traviesa es de 90 mm. Sin embargo, si la vía es de las que se trasladan periódicamente, no se montan sobre balasto.

Parámetros de la vía de rieles

La instalación de la vía de rieles se caracteriza por: ancho de la vía; inclinación de los rieles; relación de los rieles respecto a su nivel, cuando se colocan en tramos rectos y curvos en planta y de perfil.

Ancho de carril: se denomina a la distancia entre los bordes internos de la cabeza de los rieles paralelos, medidos perpendicularmente al eje de la vía. En las minas a cielo abierto se emplea el ancho del carril normal o disminuido según la potencia de la empresa minera.

El ancho estándar del carril varía en dependencia de muchos factores, y oscila desde 1 000 hasta 1 524 mm, el ancho de vía en nuestro país es de 1 435 mm.

En la selección del ancho del carril, incide un conjunto de factores tales como: el flujo de cargas, la distancia de transportación; las dimensiones de las canteras, las características del equipamiento utilizado. La vía estrecha exige menor gasto de capital, sin embargo, los gastos de explotación relacionados con el traslado de 1t de carga son mucho mayor. Se emplea la vía estrecha en canteras de poca potencia productiva, generalmente con flujos de carga no mayores de 2-3 · 10⁶ t/año.

En los tramos rectos de las vías se admite una tolerancia con respecto a la dimensión normal: para la vía de 1 524 mm en el sentido del estrechamiento de la vía en 3 mm, en el ensanchamiento de 6 mm; para el carril de 750 mm, 2 y 4 mm respectivamente.

En las curvas de la vía, para facilitar el paso del conjunto móvil se ensancha el carril en función del radio curvatura, de modo que el ancho del carril en la curva se compone del ancho normal con la tolerancia entre los límites de 1 520 a 1 546 mm.

Para facilitar el movimiento del tren de rodaje y el paso más suave por los tramos curvos de la vía, para transmitir céntricamente la presión de las ruedas, cuando se instalan los rieles sobre las traviesas, éstos se inclinan hacia dentro del canal. El valor de la inclinación es 1:20.

Cuando el paso se produce por curvas de pequeño radio, el par de ruedas del conjunto móvil se comprime fuertemente contra el riel externo, desgastándolo y destruyendo el carril. Esto se puede eliminar instalándole un contrariel (Figura 7.7) en la línea interna del riel, el cual recibe la presión lateral y aleja al par de ruedas del riel exterior. Sin embargo, hay que tener en cuenta que con la instalación de los contrariels aumenta considerablemente las resistencias al movimiento de los trenes en las curvas.

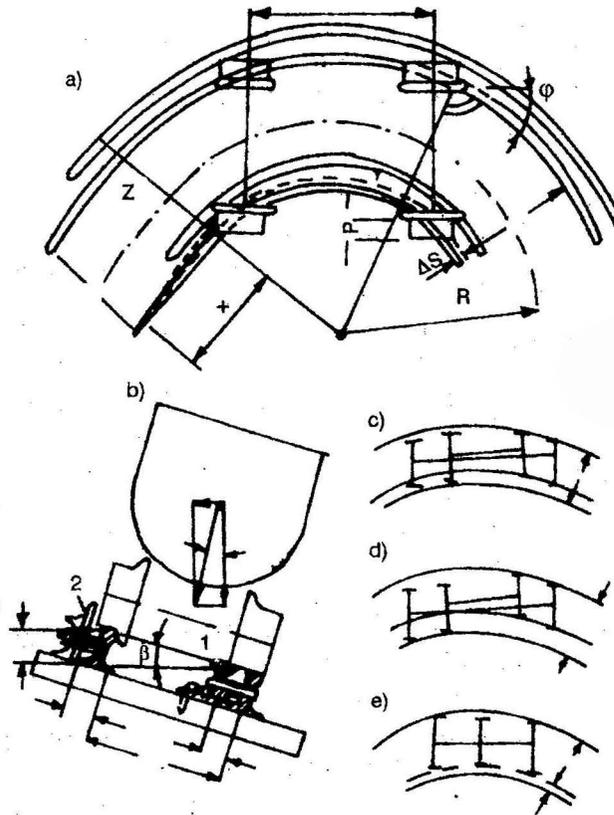


FIGURA 7.7. Curvas de las vías de rieles.

En los tramos de las vías permanentes, la parte superior de las cabezas de ambas líneas deben estar al mismo nivel. La desviación del nivel será: para las vías principales de los carriles normales, hasta 4 mm, en las vías corrientes hasta 8 mm, y en las vías de carriles estrechos más de 3 mm.

En los tramos curvos de la vía se provoca un desnivel hacia arriba del riel exterior respecto al interior, con el objetivo de compensar la acción de la fuerza centrífuga actuante (Figura 7.7 b). El desnivel máximo alcanza para la vía normal 150 mm. La mayor elevación del riel externo se produce elevando sobre el balasto el extremo externo de la traviesa. Cuando se hace necesario una mayor elevación, la superficie fundamental de la capa de tierra se realiza con pendiente. La elevación del riel exterior se realiza paulatinamente en la longitud x anterior a la curva (Figura 7.7 a).

La elevación del riel interno se calcula según la condición de que la resultante del peso G_v , y la fuerza centrífuga P , actuantes en el vagón individual (Figura 7.7 b) pasen perpendicular a la línea que une las superficies de las cabezas de los rieles ΔABC .

$$\Delta h = AC \cdot \sin \beta = Sc \cdot \sin \beta \approx Sc \tan \beta = \frac{Sc \cdot P}{G_v} = \frac{Sc \cdot G_v \cdot V^2}{g \cdot R \cdot G_v} = \frac{Sc \cdot V^2}{g \cdot R} \quad (7.1)$$

Donde:

Sc : es el carril, en mm;

V : es la velocidad del movimiento, m/s;

g : es la aceleración de la gravedad, m/s²;

R : es la aceleración de curvatura. Si $h < mm$ no se realiza entonces la elevación del riel externo.

El riel debe elevarse antes del comienzo de la curva, una distancia.

$$x = (100 - 300) h$$

El ensanchamiento de la vía se realiza entre los límites de 5-25 mm, según los normativos, el ensanchamiento debe comenzarse (Figura 7.7 a).

Enlaces de las vías. Son los de las vías en los cuales ésta se bifurca en una, dos o más direcciones.

Los enlaces de vías fundamentales se pueden observar en la (Figura 7.8).

La placa (Figura 7.8 a) permite el paso solamente de vagonetas individuales y exige un esfuerzo normal; en condiciones modernas de explotación, no se emplea.

La plataforma circular rotatoria (Figura 7.8 b). Permite el paso del conjunto en dirección recta y equipos o unidades individuales en sentido lateral; puede ser operado manualmente o mecanizado; se emplea en condiciones estrechas. Las carretillas transversal (Figura 7.8 b) permite el paso de los conjuntos líneas rectas y el cambio de equipos individuales a una vía paralela; puede ser operada con equipos mecánicos o manuales, se emplea algunas veces en los patios superficiales de las minas para el paso de las excavaciones subterráneas.

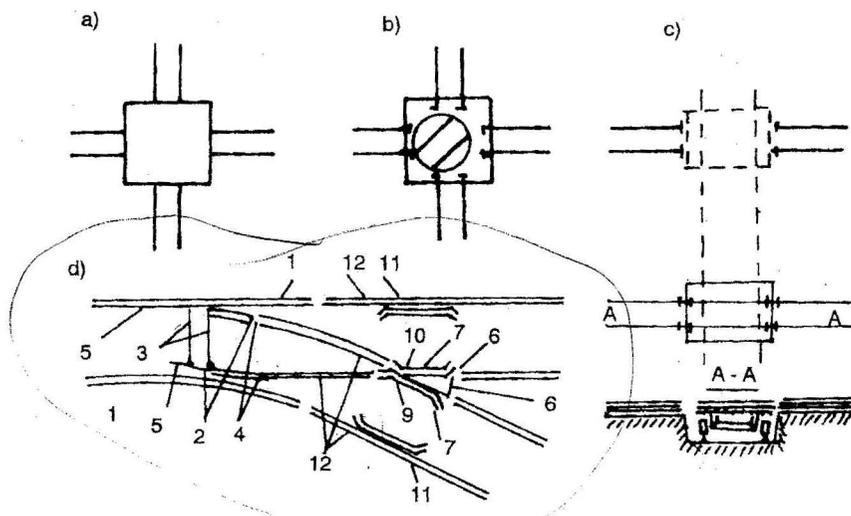


FIGURA 7.8. Tipos de uniones.

El chucho de cambio (Figura 7.8 c) permite el paso del conjunto en cualquier dirección. Este es el tipo de enlace en las vías férreas.

El chucho de cambio consta de tres partes: aguja con el mecanismo de cambio, el crucero con contra-riel y la unión. En la (Figura 7.8 c) se muestra con las líneas gruesas el canto de trabajo de las cabezas de los rieles. La aguja se emplea para dirigir el conjunto en línea recta o lateral y consta de dos ramales de rieles inmóviles en ángulo agudo (2). Los dos rieles móviles unidos en un solo sistema con el mecanismo de cambio, por medio de tensores transversales abisagrados (3). Los extremos de la aguja de cambio (4), que

están situados en el punto de rotación n , se denominan la raíz de la aguja y el comienzo de la misma (5), su punta. El corazón de la aguja (8), está destinado a satisfacer el paso de las superficies de las ruedas con sus rebordes por el tramo discontinuo de los rieles. Ella consta del alma (6), y dos guarderas (7). El extremo del corazón de la aguja se le llama raíz y al canal entre las dos jorobas cercanas de las guardera, garganta (9). El tramo discontinuo de la superficie de rodamiento, desde la garganta hasta la punta del corazón de la aguja se denomina espacio dañino del corazón de la aguja (10). Los contrárieles (11), se colocan contra el espacio dañino para garantizar que el reborde no se salga del correspondiente canal del corazón de la aguja, y para proteger la parte fina del alma, de los golpes y de las fricciones laterales.

La parte del enlace consta del tramo recto y la curva de cambio. Entre la aguja y el corazón de la aguja debe existir una distancia de cálculo y no pueden ser colocados eslabones de rieles de longitud normalizada. Por tanto, se hace necesario instalar cubiertas de rieles (12).

El chucho de cambio se instala sobre vigas transversales de cambio, que en sí representa traviesas de madera alargadas.

Los parámetros geométricos fundamentales del chucho de cambio (Figura 7.9 a) son: el centro geométrico de cambio 1, y el ángulo de cambio α , que representa en sí el punto de intersección de los ejes; las distancias a y b son las correspondientes desde el centro de cambio hasta su comienzo 2, y los extremos 3 y 4; la longitud de distancia desde el centro de cambio hasta la columna de control 5. Esta última se sitúa en el punto que debe determinarse en el conjunto que cambia en el otro sentido.

Los planos de las líneas férreas se dibujan comúnmente en una línea correspondiente al eje de la vía. En estos planos los chuchos de cambios se reflejan en forma de esquemas axiales (Figura 7.9 b) los cuales corresponden exactamente a las dimensiones y orientaciones de los ejes de las vías rectas y desviadas en los límites del chucho.

El parámetro fundamental del cambio es R , el mismo determina cual es el conjunto móvil que puede pasar por el chucho. El valor de R , determina el ángulo de cambio α ; cuanto mayor sea R , tanto menor será α y tanto mayor entonces será l_{cam} .

El chucho de cambio está caracterizado por el ángulo α bajo el cual se interceptan los bordes del alma del corazón de la aguja. Marca del corazón de la

aguja (o marca del chucho de cambio) se le llama a la relación entre la base del alma del corazón de la aguja y su altura.

$$M = 2 \tan \alpha/2 \tag{7.2}$$

La distancia hasta la columna de control por el triángulo AOB (Figura 7.9 a).

$$l_{ct} = \frac{AB}{\tan \alpha/2} = \frac{2 AB}{M} = \frac{D + d}{M} \tag{7.3}$$

Donde:

D : es el ancho del equipo móvil, m;

d : es el margen entre dos equipos en encuentro, m.

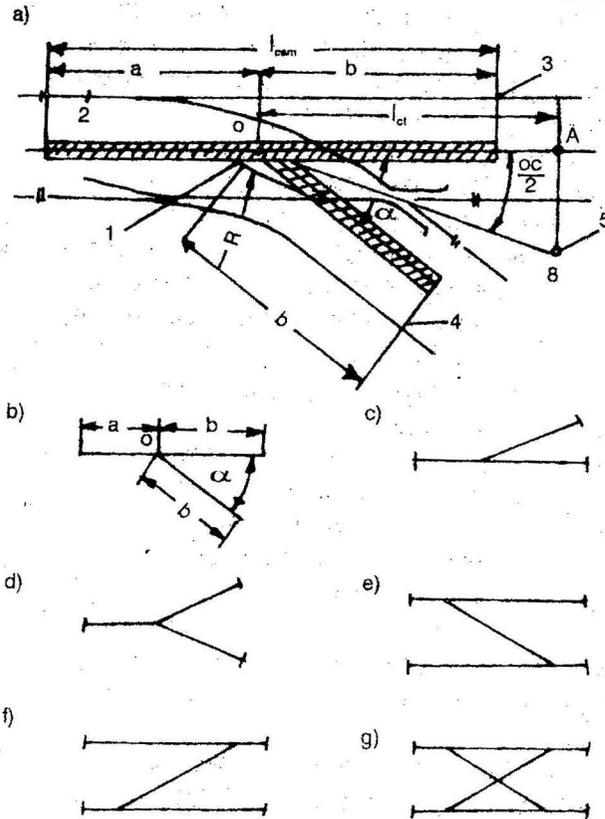


FIGURA 7.9. Parámetros de los chuchos de cambio.

En las vías férreas de las canteras de carril normal se emplean chuchos de cambio con corazón de aguja de marca 1/11 y no más cerrado que 1/9.

Particularidades de las vías férreas subterráneas

El ancho de las vías subterráneas es menor que en el caso de las canteras: para minas de carbón, 600 y 900 mm y para minas metálicas, 600, 750 y 900 mm de dimensiones normalizadas; las vías estacionarias horizontales tienen la construcción acostumbrada, mientras que las vías inclinadas provisionales poseen construcción especial.

Vías en las excavaciones horizontales

El radio mínimo de curvatura en planta $R=10 E$, donde E es la base rígida del equipo; para velocidades hasta 1,5 m/s se permite un radio $7 E$. Cuando se trasladan vagonetas individuales con pequeñas velocidades, se toma a veces $R = 4 E$. Cuando $R < 12$ m, es necesario instalar contrarieles o guarderas.

En calidad de enlace se emplean chuchos de cambio, habitualmente de una dirección, y entrada de una dirección en más raras ocasiones, simétricas. Se selecciona el chucho de cambio por el tipo de riel y el ancho mínimo de curvatura para el conjunto móvil dado. Las marcas comunes del corazón de la aguja de los chuchos es de 1/5 y 1/4, y a veces se usan más agudos.

Las vías subterráneas pueden hacerse con cualquier pendiente longitudinal, por tanto, siempre es posible con la pendiente de igual resistencia $i=R$, o sea, la pendiente de la vía en la cual la fuerza de tracción que es necesario emplear en el equipo vacío en subida, será igual a la fuerza de tracción del equipo cargado en bajada.

$$i = R = \frac{\omega_0}{1 + 2 \frac{P + Z \cdot q_0}{Z \cdot G}} \tag{7.4}$$

Donde:

ω_0 : es el coeficiente de resistencia al movimiento del tren;

P : es el peso de la locomotora, t;

Z : es la cantidad de vagonetas en el conjunto;

G y G_0 : es el peso útil y muerto de la vagonetas, t.

La pendiente $i = R$, generalmente se aproxima a 2 %, lo cual no satisface las condiciones de desagüe, por eso, comúnmente se realizan con 3-5 %, en el

sentido de las estaciones del pozo. La pendiente transversal se realiza con una pendiente de 10-20 %, en el sentido de la cuneta de desagüe.

Dimensiones

A diferencia de las vías de canteras y principales, en las cuales se emplean dimensiones unificadas, en condiciones mineras subterráneas están reglamentados solamente los márgenes entre las paredes de las excavaciones y las dimensiones del conjunto móvil.

Por reglas de seguridad en los tramos rectos, a una altura de 1,8 m sobre la cabeza del riel (Figura 7.10 a) $a \geq 0,7$ m; $b \geq 0,25$ m cuando la fortificación es compacta (piedra, hormigón, ladrillo, etcétera). Si es doble vía (Figura 7.10 b) $c \geq 0,2$ m.

En las curvas (Figura 7.10 c) los márgenes entre las dimensiones nominales y las paredes se aumentan por la trayectoria.

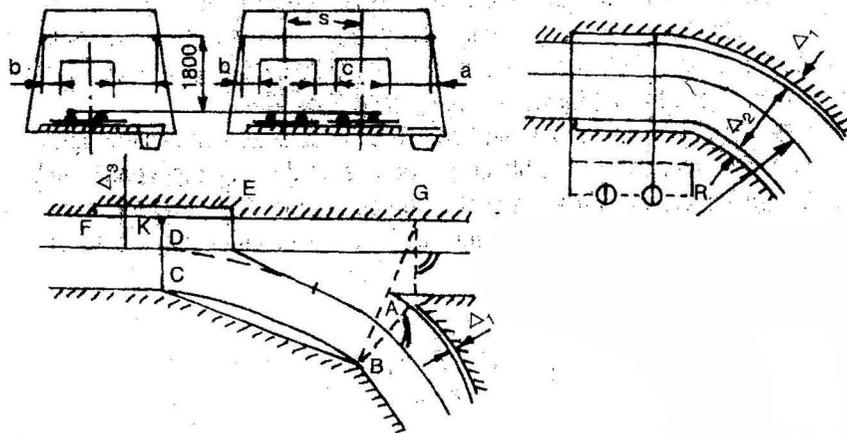


FIGURA 7.10. Dimensión de las excavaciones.

En los puntos de instalación de los chuchos de cambio (Figura 7.10 d) las dimensiones se conforman de la siguiente manera. Se traza el eje real de la derivación de la vía (línea de puntos), paralelo al eje de la vía, en la distancia correspondiente a las dimensiones en los tramos rectos, se realiza el contorno de

la excavación (línea fina). Se determina el ensanchamiento de las dimensiones en la curva Δ_1 contra el cambio Δ_2 . A veces Δ_2 sin construcción se toma igual a 300 mm. En la longitud $EF = 3500$ mm, colocando el punto E contra el centro geométrico del cambio O . Si la fortificación es de hormigón, entonces es necesario tomar en cuenta la tecnología de desagüe, se corta el ángulo de la excavación de tal manera que el punto A , el extremo de la flecha, tenga alrededor de 500 mm. En contra del punto B , en contra de los extremos de las agujas de cambio (punto D) se traza el punto C y se une con el B en línea recta. Con tal dimensión de excavación, es posible el desagüe de hormigón con caída variable desde BC a CK .

Instalación de las vías

La instalación de la vía comienza con los trabajos de topografía. Después de haber asentado todas las medidas en el terreno, se lleva a cabo la construcción inferior y posteriormente la construcción superior.

Para facilitar la colocación de las vías, así como, para su reparación, se utilizan diferentes dispositivos e instrumentos que tienen distintas características, según se usen las vías subterráneas y a cielo abierto.

Los trabajos de las vías de canteras se desglosan en estacionarios o permanentes, y móviles o temporales. Las vías estacionarias se instalan en una traza determinada por un plazo largo, a veces incluso, por todo el plazo de servicio de la cantera. Las vías temporales se desplazan periódicamente en dependencia del desarrollo de los frentes de trabajo.

La velocidad de movimiento por las vías estacionarias de la cantera, alcanza de 40 a 50 km/h, y por las vías temporales de 20 a 25 km/h.

Actualmente existe un gran número de máquinas para el cambio, reparación e instalación de las nuevas vías. Estas máquinas consisten en grúas mecánicas y automáticas que realizan el trabajo de varias brigadas de obreros. También se emplean bulldóceres con los dispositivos necesarios para esta tarea.

Para hacer más fácil y productiva la tarea, los rieles se colocan ya con la posición de la instalación, formando eslabones de varios metros de longitud en una armadura con las traviesas, y de esta forma son movidos por los equipos modernos de instalación que alcanzan elevada productividad ahorrando una gran cantidad de fuerza de trabajo en el servicio de la vía.

Para el traslado de los eslabones de rieles a un paso de traslación amplio, se emplean frecuentemente tractores de esteras, con un dispositivo colgante.

Cuando se construye la cantera y se abren nuevos horizontes en el proceso de explotación, a veces se hace necesario el desarme de la red de rieles y traviesas, y su instalación en la nueva vía.

TABLA 7.2. Potencia mínima de la construcción superior de las vías permanentes de acuerdo con su resistencia

Carga sobre el eje, kn		Velocidad de movimiento, máximo, km/h	Vías principales de recepción y embarque		Vías permanentes corrientes					
Locomotoras eléctricas Diesel	Locomotoras de vapor		Vagones	Tipo de rieles	Cantidad de traviesas por km	Tipo de rieles	Cantidad de traviesas por km			
294	206	40-70 25-40	P 65 P 50 P 43	1 840 1 840 1 840	Gujarro Gujarro Grava	0,25/0,20 0,25/0,20 0,30	Balasto Material	0,30 0,25	Arena Grava Arena	0,30 0,25
245	206	40-70 25-40	P 65 P 50	1 840 1 840	Gujarro Gujarro	0,25/0,20 0,25/0,20	Balasto Material	0,30 0,25	Grava Grava Arena	0,30 0,25
196	182	25	P 43	1 600	Grava Arena	0,25	Balasto Material	0,25/0,20 0,30	Grava Grava Arena	0,25 0,25
196	182	40-70 40	P 50 P 43	1 840 1 600	Gujarro Grava Grava Grava Grava Grava	0,30 0,25	Balasto Material	0,30 0,25	Grava Grava Grava Grava Grava Grava	0,25 0,25
196	182	40-70 40	P 50 P 43	1 840 1 600	Gujarro Grava Grava Grava Grava Grava	0,30 0,25	Balasto Material	0,30 0,25	Grava Grava Grava Grava Grava Grava	0,20-0,25 0,20
	menor de 167	40-70 40	P 43 P 38	1 600 1 600	Gujarro Grava Grava Grava Grava Grava	0,25 0,25	Balasto Material	0,25 0,25	Grava Grava Grava Grava Grava Grava	0,20

(*) En el numerador, el espesor de la capa de grava, y en el denominador, la anchura de arena.

La mecanización del desarme e instalación de los eslabones de rieles se realiza con grúas instaladoras de vías. Con el trabajo de la grúa se desarmen y colocan de 7 a 8 piezas sobre la plataforma enganchada. La productividad de este equipo en el desarme es de 125 m/h y en la instalación es de 50 - 75 m/h.

Vagones y vagonetas. Clasificación general y base teórica

Se denomina a la unidad del conjunto móvil de las canteras o vías de uso general, destinados al transporte de pasajeros o cargas; las vagonetas son la unidad análoga a la anterior en su función, pero para el conjunto móvil de las minas subterráneas.

Las partes principales son: la caja, el bastidor (para la fijación de la caja, los dispositivos de tracción y parte de los frenos), los dispositivos de tope-tracción (empleados para el enlace de los vagones entre sí y la locomotora), el equipamiento de frenado y la parte rodante. A esta última pertenecen los pares de ruedas (dos ruedas conjuntamente son su eje), rodamiento, guías para los bujes, y los resortes.

La estabilidad de los vagones y vagonetas sobre los rieles durante su movimiento es un parámetro que debe mantenerse dentro de los límites permisibles, de tal manera que no influya negativamente en el proceso de transporte por rieles. Se le denomina estabilidad a la capacidad del material rodante de ofrecer resistencia a la acción de las fuerzas externas que provocan su descarrile o vuelco. Hay tres tipos principales de estabilidad; la longitudinal, la estabilidad transversal y contra el roce de la rueda sobre el riel.

La estabilidad longitudinal se pierde cuando el equipo se vuelca en sentido longitudinal del movimiento alrededor del eje de los pares de ruedas. La misma se controla con el valor del coeficiente de estabilidad longitudinal.

$$K_e = \frac{M_{ret}}{M_{bas}} \quad (7.5)$$

Donde:

M_{ret} : es el momento de retención de las fuerzas que impiden que el equipo se vuelque respecto a un eje determinado;

M_{bas} : es el momento basculante de las fuerzas que provocan o inciden el vuelco de la vagoneta respecto al mismo eje.

El valor mínimo de k es 1,5 (si se consideran solamente a las fuerzas basculantes estáticas) y 1,3 (si se consideran también las fuerzas dinámicas).

La estabilidad longitudinal puede perderse en tres casos:

Cuando se detiene la vagoneta con topes en las ruedas, cuando se mueve por vías inclinadas y cuando la carga se produce en un solo lado.

Cuando el vagón se detiene con un tope (Figura 7.11 a) el momento basculante en relación con e , crea la fuerza de inercia P , retenida por la fuerza del peso G_v , de la expresión (7.1) tenemos:

$$K_e = \frac{G_v \cdot E}{2 P (h - 0,5 d)} \quad (7.6)$$

Dónde:

H : es la altura del centro de gravedad sobre el nivel de la cabeza de los rieles, en m;

E y d' : es la base rígida del equipo y diámetro de la rueda, en m;

a : es la desaceleración, en m/s^2 .

Al colocar el menor valor de K_e por la fórmula anterior, puede encontrarse el valor necesario (permisible) de a , con el cual se puede hallar la velocidad de llegada y viceversa.

Cuando la vagoneta asciende una pendiente (Figura 7.11 b), el momento basculante con relación al punto O , crea la tensión de la cadena F y la fuerza de inercia P , y el momento de retención la fuerza del peso. Este último disminuye con el aumento del ángulo de inclinación α , debido a que disminuye el brazo d , es por eso que existe el ángulo de inclinación límite (máximo) según la estabilidad longitudinal. Para el transporte por cables llega a 30° .

El tercer caso peligroso es cuando la vagoneta está cargada de un solo lado (Figura 7.11 c), lo cual puede ocurrir en el momento de la carga. Se establece el estado de la carga de la vagoneta, con la cual el momento basculante de la fuerza G con respecto al punto O , es el máximo, y para este caso se comprueba la estabilidad. En los tres casos, la estabilidad longitudinal aumenta cuando aumenta la base rígida.

La estabilidad transversal de la vagoneta se pierde y en ese momento ella trata de volcarse alrededor del punto de apoyo sobre el riel.

La estabilidad transversal puede romperse por las fuerzas transversales que surgen durante el paso del equipo por las curvas, tales como: la fuerza de tracción del cable, fuerzas en el enganche, la presión entre sí de varios vagones, y también cuando se balancea, debido a la mucha velocidad por una vía desnivelada.

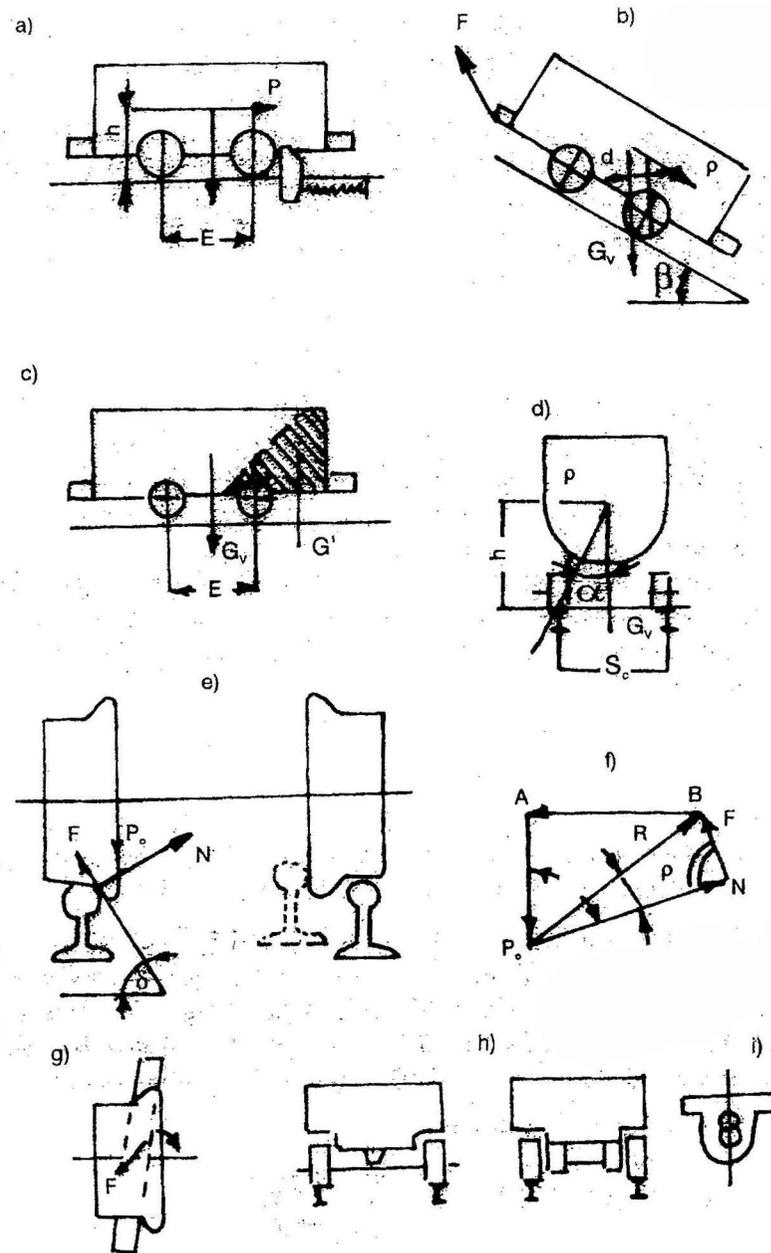


FIGURA 7.11. Estabilidad de las vagonetas.

El coeficiente de estabilidad transversal se determina por la fórmula (7.5), aquí el momento de retención es igual a $0,5 (S_c G_v)$, es decir, cuanto mayor es el ancho del carril S_c , mayor es la estabilidad transversal.

Como criterio constructivo se establece que, la vagoneta o vagón será estable, cuando el ángulo de estabilidad (Figura 7.11, d) se encuentre en el espacio comprendido dentro del par de ruedas. El ángulo α , es el que se forma con el eje de simetría vertical y la recta que une el centro de gravedad de la vagoneta vacía y el punto de contacto entre la rueda y el riel.

$$\tan \alpha = \frac{S_c}{2h} \quad (7.7)$$

Cuanto mayor sea el ancho del carril bajo el centro de gravedad, tanto mayor se obtiene el ángulo α y mayor puede ser la desviación de la resultante de la fuerza del peso y la fuerza transversal, y por consiguiente, tanto mayor se obtiene la estabilidad del equipo. Como regla para las vagonetas, se emplea $\alpha \geq 22^\circ$, sin embargo, en la práctica puede ser un ángulo $\alpha = 16-18^\circ$.

Cuando la rueda del equipo móvil se recuesta al riel, se pierde la estabilidad contra el resbalamiento de la rueda con el roce (Figura 7.11 e).

La estabilidad contra el resbalamiento de la rueda con el riel se caracteriza por su coeficiente.

$$K_{er} = \frac{N_{cr}}{N} \quad (7.8)$$

Donde:

N_{cr} : es la fuerza axial crítica, o sea, la fuerza con la cual la rueda pierde estabilidad y comienza el deslizamiento contra el riel N .

En el estado límite de equilibrio, en la rueda (Figura 7.11 c) actúa la fuerza axial (crítica) N_{cr} , la carga por el peso, P_0 , la fuerza de reacción normal N , y la fuerza de fricción en el punto K de contacto de la pestaña y el riel. En la (Figura 7.11 f) se representa el polígono de las fuerzas. La fuerza R es la resultante de las fuerzas N y F . Ella se forma con la fuerza N y con el ángulo de fricción P .

Del triángulo ABC tenemos:

$$N_{cr} = P_0 \tan(\delta - P) = P_0 \frac{\tan \delta - \tan P}{1 + \tan \delta \tan P}$$

Ya que $\tan p = f$, que es el coeficiente de fricción, entonces:

$$N_{cr} = P_0 \frac{\tan \delta - f}{1 - f \tan \delta} \quad (7.9)$$

y al colocar el valor obtenido en la fórmula, tenemos:

$$N_{cr} = \frac{P_0}{N} \cdot \frac{\tan \delta \cdot f}{1 + f \tan \delta} \quad (7.10)$$

La fuerza F , está dirigida hacia arriba porque la rueda cuando sale, siempre está algo inclinada (Figura 7.13 g), el punto de contacto X del plano vertical, está algo movido hacia adelante y por eso, cuando la rueda gira, aparece la fuerza de fricción F dirigida hacia arriba.

La pérdida de la estabilidad contra el rozamiento de la rueda y el riel, es una de las causas principales del descarrile de las ruedas. La causa principal de la disminución de K_{er} , es la disminución de P_0 . Por ejemplo, si fijamos rígidamente los ejes a la vagoneta en las vías niveladas, una rueda va a quedar suspendida en el aire; para ella, $P_0 = 0$ o sea, que es suficiente una pequeña fuerza axial para provocar la salida.

Un valor grande de P_0 se consigue colocando muelles en los vagones o usando suspensión balanceada, donde un eje está abrazado completamente, y el otro en forma abisagrada; de este modo independientemente del nivel de la vía en todas (las cuatro) ruedas, la carga se distribuye uniformemente.

Aumentar el coeficiente K_{er} , se logra en principio con el aumento del ángulo δ , sin embargo, este ángulo es prácticamente incontrolable, ya que la rueda se desgasta durante el trabajo.

La estabilidad aumenta considerablemente con la instalación de contrarieles (Figura 7.11 e) los cuales absorben la fuerza N y con un ángulo δ considerable impide la salida de la rueda y el descarrile.

Resistencias al movimiento

Cuando los vagones se mueven por los rieles, aparte de las resistencias fundamentales provocadas por la fricción en los rodamientos, fricción por rodamientos de las ruedas por los rieles y la resistencia del aire; pueden existir

resistencias complementarias, cuando se mueven por vías inclinadas y curvas. Además, cuando se varía la velocidad en la arrancada y durante las paradas sobre el vagón, actúan las fuerzas de inercia.

En correspondencia con la fórmula de la fuerza de tracción para el traslado del vagón por la vía inclinada, tenemos:

$$F = G_v \left(\omega_0'' \cos \beta + \omega_c \cos \beta \pm \sin \beta + \frac{\delta \cdot A}{g} \right), \text{ da N} \quad (7.11)$$

Donde:

- G_v : es el peso total del vagón, kg;
- ω_0'' : es el coeficiente de resistencias al movimiento fundamentales;
- ω_c : es el coeficiente de resistencias complementarias en las curvas;
- δ : es el coeficiente que toma en cuenta la inercia de las masas girando;
- A : es la aceleración, en m/s².

Para los ángulos de inclinación pequeños ($\beta < 5^\circ$), puede considerarse:

$$\cos \beta \approx 1; \sin \beta \approx \tan \beta = 1$$

Entonces:

$$I = G_v \left(\omega_0'' + \omega_c \pm i \frac{\delta \cdot A}{g} \right), \text{ da N} \quad (7.12)$$

Es más cómodo expresar G_v en toneladas, entonces dividiendo G_v entre 1 000 y multiplicando todos los miembros dentro del paréntesis por 1 000 obtenemos:

$$F = G_v \left(\omega_0'' + \omega_c \pm i \frac{1000 \delta \cdot A}{g} \right), \text{ da N} \quad (7.13)$$

Donde:

- G_v : es el peso del vagón, t;
- ω_0'' y ω_c : son las resistencias específicas (fundamentales y complementarias), daN/t;
- i : es la pendiente de la vía en %, o sea 1 000 tan β .

Tomando como promedio igual a 1,06; definitivamente tenemos:

$$F = G_v (\omega_0'' + \omega_c \pm i + 108 A), \text{ da N} \quad (7.14)$$

Las resistencias específicas fundamentales para las vagonetas de minas:

$$\omega_0'' = A + B \cdot V \quad (7.15)$$

Donde:

- A y B : son valores experimentales constantes para un tipo dado de vagoneta y el carácter del llenado (Tabla 7.3);
- V : es la velocidad de movimiento, m/s.

TABLA 7.3. Características de las vagonetas

Vagonetas	Capacidad de carga	A	B
BG-1	1	7,6/9,0	1,1/1,1
BG-2	2	7,0/7,9	1,2/1,2
BG-5	5	5,5/4,8	0,1/1,0
B5T	3	6,8/7,2	0,2/1,1
B D5	5	7,4/9,6	0,4/0,9
B D10	10	3,7/6,2	0,6/1,1
1BDK-10	10	7,2/8,8	0,6/0,5
6BDK-3	7,8	5,1/8,8	0,7/0,5

Las resistencias fundamentales para vagones del transporte en canteras, según datos de institutos especializados, son:

Para vagones de cuatro ejes de carril normal en vías permanentes:

$$\omega_0'' = 0,7 + \frac{12 + 0,3 v}{0,25 G_v} \quad (7.16)$$

En vías móviles con balasto:

$$\omega_0'' = 0,9 + \frac{15 + 0,4 v}{0,25 G_v} \quad (7.17)$$

En vías móviles sin balasto:

$$\omega'_0 = 1,1 + \frac{17 + 0,4 v}{0,25 \cdot G_v} \quad , \quad \text{daN} \quad (7.18)$$

Donde:

v : es la velocidad de recorrido, en km/h;
 G_v : es el peso total del vagón, t.

Las resistencias complementarias en las curvas dependen del radio de curvatura.

Para vagonetas de minas pueden determinarse por una fórmula empírica.

$$\omega_c = \frac{240 E \alpha \varepsilon}{R} \quad , \quad \text{daN/t} \quad (7.19)$$

Donde:

E : es la base rígida, m;
 α : es el coeficiente que toma en cuenta la influencia de la carga de las vagonetas. (Para vagonetas vacías $\alpha = 1$, para cargadas $\alpha = 0,85$);
 ε : es el coeficiente que toma en cuenta la influencia del estado de la superficie de los rieles. (Para rieles secos $\varepsilon = 1$, para mojados o engrasados $\varepsilon = 0,45$);
 R : es el radio de curvatura, m.

Para vagones de transporte en canteras, para carriles anchos en las vías estacionarias:

$$\omega_c = \frac{700}{R} \quad (7.20)$$

En las móviles:

$$\omega_c = \frac{1300}{R} \quad (7.21)$$

Para las vías estacionarias con carriles de 750 mm:

$$\omega_c = \frac{425}{R} \quad , \quad \text{da N} \quad (7.22)$$

En las móviles:

$$\omega_c = \frac{800}{R} \quad (7.23)$$

Donde:

R : es el radio de curvatura, m.

El valor del coeficiente de resistencias al movimiento representa el estado de la parte rodante de las vagonetas. Por tal razón en cada mina debe existir una rampa de prueba, en la cual se deben probar periódicamente las vagonetas, y así conocer de manera relativa la calidad del coeficiente de resistencias al movimiento.

La rampa de pruebas consiste en dos tramos rectos, donde hay uno inclinado y otro horizontal.

Como se deduce del esquema, teniendo fijado l_1 y β_1 , el valor de l_2 depende de ω' .

Podemos plantear la siguiente ecuación:

$$G_v \cdot h = G_v \cdot \cos \beta \omega'_0 l_1 + G_v \omega'_0 \cdot l_2 \quad (7.24)$$

Pero:

$$l \cdot \cos \beta = l_1$$

Entonces:

$$h = \omega' (l_1 + l_2) \omega'_0 = \frac{1000 h}{l_1 + l_2} \quad (7.25)$$

Donde:

l_1 : es la proyección del tramo inclinado sobre la horizontal, m;
 l_2 : es la longitud horizontal hasta el tope, m;
 h : es la altura del tramo inclinado, m.

Cuanto mayor sea el camino recorrido por la vagoneta, o sea, cuanto mayor sea l_2 , tanto menor será ω_0 y mejores las propiedades rodantes de las vagonetas. Lo que se hace en la práctica es hallar el valor de l_2 y colocar una marca en esa distancia. Hasta la marca deberán llegar las vagonetas, cuyo coeficiente de resistencia está entre límites permisibles, las que se detengan antes, deberán ser enviadas al taller de mantenimiento o reparación.

Vagonetas

Las vagonetas se clasifican según los siguientes aspectos:

Según el campo de utilización, pueden ser de pasajeros y de carga.

Las de carga, según su construcción y métodos de descarga del material transportado pueden ser: enterizas con instalación rígida de la caja al bastidor, en este caso, la vagoneta es volteada con ayuda de basculadores (Figura 7.12 a); con caja volteable abisagrada al chasis y pared lateral ascendente, la cual descarga inclinando la carga lateralmente (Figura 7.12 b); con cajas que se abren por el fondo para descargar (Figura 7.12); con cajas enterizas volteables que se basculan con la inclinación de la caja (Figura 7.12 d).

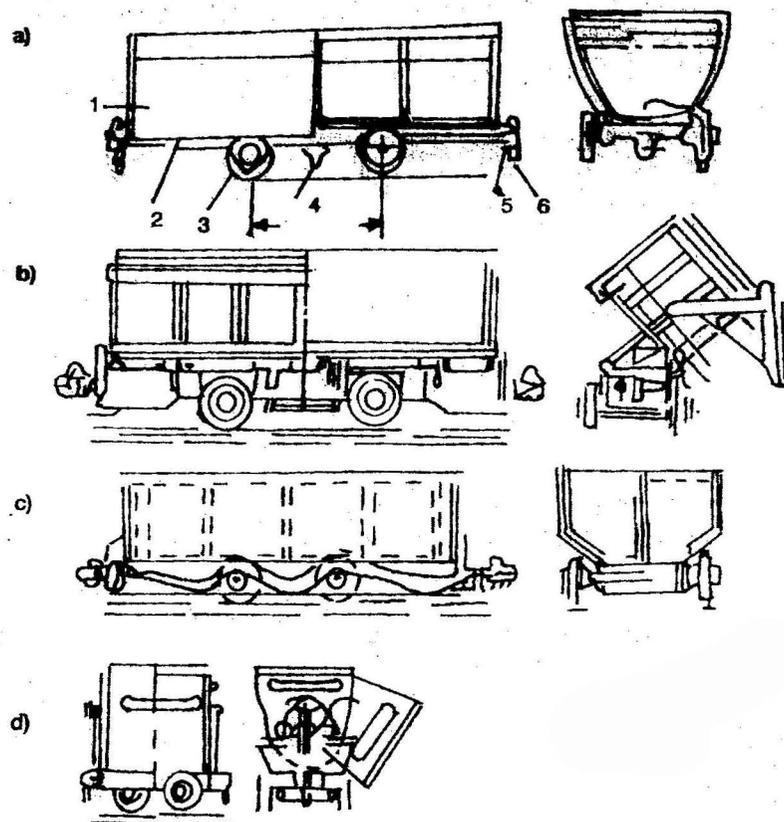


FIGURA 7.12. Tipos fundamentales de vagonetas de minas.

Según la capacidad de la caja las vagonetas de carga pueden ser:

Pequeñas (hasta $1,25 \text{ m}^3$); medias ($1,25\text{-}2,8 \text{ m}^3$) y de gran capacidad (mayores de $2,8 \text{ m}^3$).

Partes componentes de las vagonetas:

Los elementos principales de las vagonetas de carga son: la caja; el bastidor 2; los pares de ruedas (eje con dos ruedas girando libremente sobre cojinetes de rodamientos apoyados en los extremos del eje) 3; tope 4; dispositivo de enganche 5; cadenas o ganchos 6 (ver Figura 7.12 a).

El bastidor representa la parte móvil de la vagoneta, en la cual se fijan los semiejes, la caja, el dispositivo de enganche y los ganchos o cadenas. Actualmente, la mayoría de las vagonetas se preparan de dos vigas longitudinales en U, unidas en sus extremos por los panachos, que más abajo de las vigas se fijan por los topes. Cuando es muy largo el bastidor, a estas vigas se les fijan transversalmente elementos complementarios con el objetivo de aumentar su estabilidad y resistencia.

El bastidor con los pares de ruedas está fijo rigidamente o por medio de amortiguadores de goma (Figura 7.13 a). La abertura en los soportes del bastidor para los ejes cuando se fijan rigidamente tienen forma ovalada, por eso los ejes pueden moverse verticalmente a una pequeña distancia cuando ruedan por vías irregulares. En vagonetas grandes, a veces el bastidor se apoya en los ejes por medio de muelles grandes (Figura 7.15 b). La suspensión por muelles satisface una mayor suavidad en los golpes durante el movimiento y una distribución uniforme de las cargas de las ruedas sobre los rieles.

Para la disminución del peso y el aumento de la capacidad de la carga de las vagonetas sin variación de las dimensiones, se han fabricado sin bastidores, en las cuales los pares de ruedas, los parachoques y la instalación de enganche se fijan a la caja, que tiene una resistencia elevada.

Las vagonetas de gran capacidad, que tienen una caja larga, se hacen con dos carretillas de doble eje, unidas abisagradamente con el bastidor, ya que la base rígida de estas vagonetas no es grande (igual a la base rígida de una carretilla), de modo que ellas poseen una gran estabilidad, conservando la estabilidad en el movimiento.

Las ruedas de las vagonetas de minas tienen diámetro de 300 a 350 mm, y en vagonetas de gran capacidad de 400 a 450 mm el ancho de la superficie de rodamiento 100-130 mm, la cual tiene forma cónica.

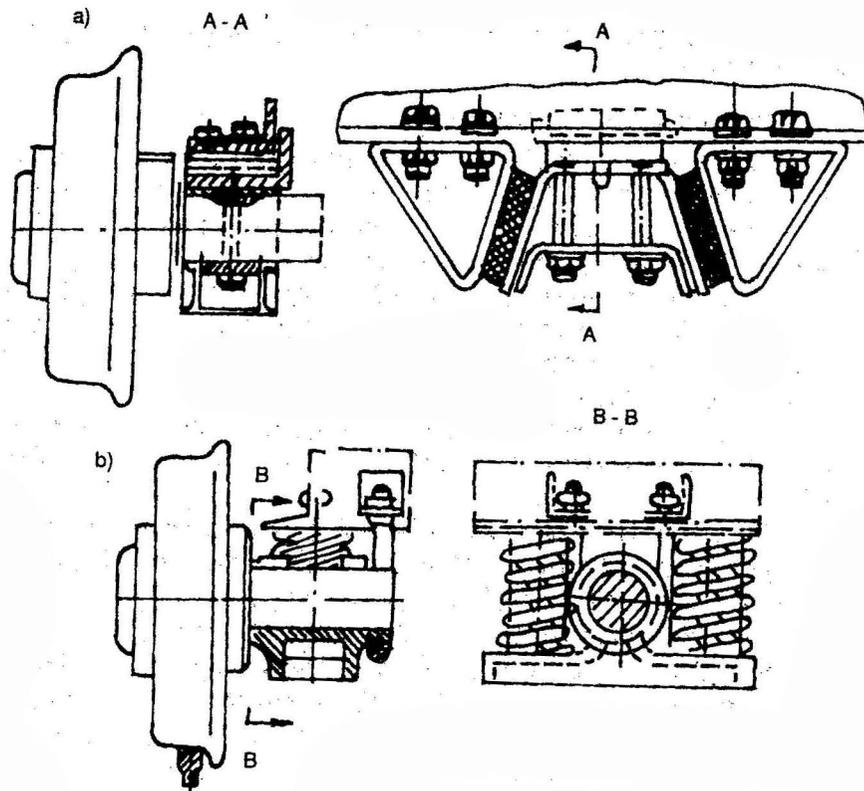


FIGURA 7.13. Instalaciones amortiguadoras.

La caja de la vagoneta se prepara de láminas de acero de 5-6 mm de espesor, soldadas; la forma de la caja deberá satisfacer las exigencias respecto a la mayor utilización de las dimensiones de la vagoneta y que no se queden materiales pegados en la misma.

Para minas de aguas muy agresivas (sulfurosas, etcétera), se preparan vagonetas de láminas de vidrio plástico, que son más ligeras, y con plazo de servicio considerablemente superior.

El parachoques es necesario para amortiguar los golpes entre vagonetas y para facilitar el enganche y desenganche de las mismas. Pueden ser rígidos o elásticos. Los últimos amortiguan los golpes por medio de muelles o capas de goma. El parachoques debe sobresalir por delante de la vagoneta no menos de 100 mm.

Los mecanismos de enganche (ganchos y cadenas) se emplean para unir las vagonetas entre sí, además, hacer el conjunto y transmitir el esfuerzo de tracción. Ellos deberán ser suficientemente resistentes, confiables y cómodos para el enganche y desenganche rápido. Los enganches pueden ser simples y automáticos, los cuales se enganchan con el golpe a tope entre vagonetas, aunque para desengancharlas, es necesario hacerlo manualmente, constructivamente, los ganchos pueden ser fijos y rotatorios, estos últimos permiten la descarga de las vagonetas en el basculador sin necesidad de desenganchar las vagonetas del conjunto.

Tipos y parámetros de las vagonetas

Los parámetros principales de las vagonetas son: la capacidad volumétrica, que es el volumen en metros cúbicos de la caja; el peso muerto o tara, que está representado por el peso de carga o peso de la carga útil G en toneladas; el coeficiente de tara (relación entre el peso muerto y el peso de la carga transportada $kt = G_0 / G$); además, los coeficientes de estabilidad longitudinal y transversal; las resistencias específicas al movimiento, ancho del carril y base rígida.

Las vagonetas con cajas enterizas volteables son las que más se han difundido. Ellas son sencillas y seguras durante su explotación. Como desventajas pueden descargarse en los puntos equipados con basculadores.

Las vagonetas con cajas enterizas volteables se emplean en las minas de metales no ferrosos y en las minas de hierro y de carbón, además, se usan para fines auxiliares. Su principal ventaja consiste en la posibilidad de bascularlas en cualquier lugar, y entre las desventajas se encuentra que posee el centro de gravedad muy alto, y por ende, tiene un bajo coeficiente de estabilidad transversal, gran peso y obligación de trabajo manual para bascularlo.

Las vagonetas autovolquetas con pared lateral móvil han recibido gran uso en las minas de minerales ferrosos y no ferrosos.

TABLA 7.4. Características de las vagonetas de minas con cajas enterizas rígidas

Tipo de vagoneta	Capacidad volumétrica, m ³	Ancho del carril, mm	Dimensiones principales, mm		Altura desde la cabeza del riel	Diámetro de la rueda, mm	Base rígida, mm	Altura del enganche, mm
			Longitud con enganche	Ancho por la caja				
B-0,7	0,7	600	1550	850	1220	300	500	320
B-1,0	1,0	600 (900)	1500	850	1300	300	500	320
B-1,4	1,4	600 (900)	2000	880	1300	300	550	320
B-1,4 Y	1,4	750 (600)	1850	1000	1300	350	600	320
B-2,0	2,0	750 (600)	2850	1200	1300	400	1000	320
B-2,8	2,8	900	3000	1240	1300	350	1000	365
B-4,0	4,0	900	3850	1320	1450	350	1100	365
B-4,0 Y	4,0	750	3850	1320	1550	450	1250	365
B-8	8,0	900 (750)	6300	1550	1550	450	800	450

Las vagonetas que llegan a la mina se distinguen con un número de inventario y se registran en un libro especial.

Durante la descarga de las vagonetas, parte de la carga se pega a las paredes y disminuye su capacidad útil en 3-6 %.

Durante la inspección diaria que realiza el mecánico de guardia en la estación del pozo o en la superficie, se eliminan los pequeños desperfectos y se cambian las piezas desgastadas.

Vagones

Los vagones de carga en las canteras y minas a cielo abierto se dividen:

- *Según las condiciones de explotación:* en vagones de uso general y vagones de transporte industrial.
- *Según el tipo de caja:* en vagones cerrados, plataformas, cisternas y vagones de uso especial.
- *Por el número de ejes:* con dos, cuatro, seis y ocho ejes; la parte rodante de los vagones de cuatro ejes y más se fabrican en forma de carretillas, sobre las cuales se apoya la caja.

Un aspecto constructivo fundamental de los vagones está dado por el método de su descarga, la cual se realiza gracias a la fuerza de gravedad de la carga que se encuentra dentro de su caja.

Instalación de las partes principales

El vagón tiene los elementos principales siguientes: tren de rodamiento, a los cuales pertenecen los pares de ruedas, los soportes, los muelles, las carretillas (Figura 7.14); bastidor y cajas; los equipos de tope-tracción; la instalación de los frenos.

Los pares de ruedas reciben y transmiten a los rieles la carga de los vagones y lo dirigen durante el movimiento por la vía de rieles.

El diámetro de las ruedas por la periferia de rodamiento para los vagones de carga de carriles normales, es de 900, 950 y 1 050 mm. Varios tipos de vagones de transporte industrial tienen un diámetro de rueda de 850 mm. Los vagones en vías estrechas tienen un diámetro de rueda entre 400 y 600 mm.

Soportes de los ejes. Las cargas que reciben los vagones se transmiten a los ejes de los cojinetes, encerrados en el cuerpo del soporte. La construcción de los soportes se determina por el tipo de cojinete que se emplea. Actualmente puede considerarse como más utilizado en los vagones de carga, los soportes de cojinetes de fricción.

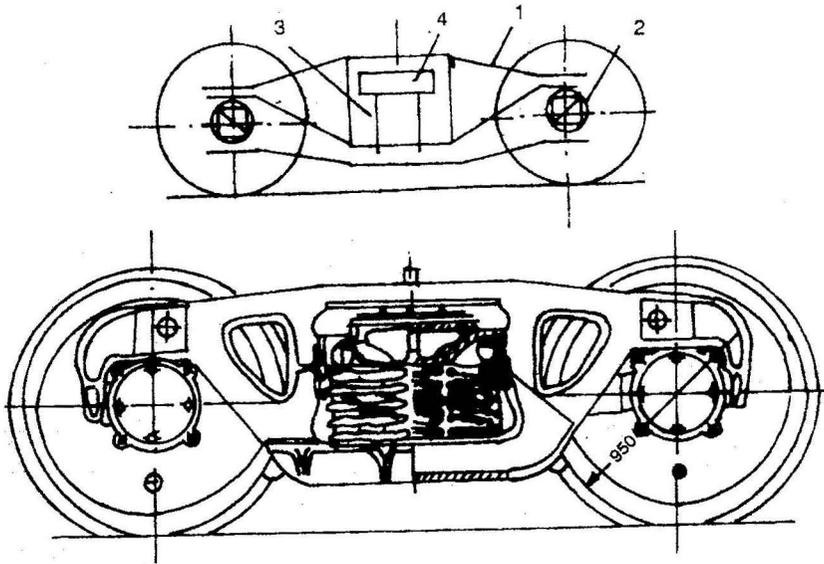


FIGURA 7.14. Carretillas de los vagones.

Para vagones de carga se han hecho soportes con dos cojinetes de bolas esféricas, los cuales tienen una ventaja susceptible en comparación con los soportes que poseen cojinetes de fricción. Por cuanto, las resistencias al movimiento de los vagones, con una velocidad aproximada a los 30 km/h, disminuye alrededor de 205, y durante la arrancada, 855. El gasto de grasa se reduce aproximadamente a los gastos de explotación, ya que el mantenimiento se realiza prácticamente con la revisión de los soportes una vez cada 6 meses.

Suspensión por muelles. Para suavizar los golpes en los topes y en las irregularidades de la vía, entre los pares de las ruedas y el bastidor del vagón se colocan los muelles.

La carretilla del vagón une a todos los elementos del tren de rodamiento los pares de ruedas, los soportes y la suspensión por muelles.

El bastidor consiste en un sistema de barras longitudinales y transversales, que reciben todos los esfuerzos que se ejercen sobre el vagón. El bastidor lleva consigo la caja, el sistema de frenos y los dispositivos de tope y arrastre, y consta de: la barra central longitudinal del bastidor; dos barras transversales que sirven para que el bastidor se apoye sobre las carretillas; los parachoques, que son las barras transversales externas con los dispositivos de tope-arrastre, así como, de un conjunto de barras transversales que sirven para soportar la caja.

Los dispositivos de tope-arrastre se emplean para la unión de los vagones entre sí y la locomotora, y para la transmisión del esfuerzo de tracción y compresión que surgen durante el movimiento del tren. Para la transmisión de los esfuerzos de tracción (arrastre) o compresión (topes), se usan dispositivos con muelles amortiguadores. Cuando se utilizan enganches automáticos, el esfuerzo del golpe disminuye y la necesidad de los dispositivos es menor.

El frenado de los vagones se produce por la presión de los zapatos contra la tambora de la rueda. En el transporte general e industrial sobre rieles, participa generalmente un sistema de frenos mecánicos con dispositivos neumáticos, con la particularidad de entrar en acción automáticamente cuando se rompe el tren.

Los principales parámetros de los vagones son representados por la capacidad de carga, el coeficiente de tara, el volumen de la caja, el número de ejes, el radio de curvatura mínimo. Estos parámetros reflejan el nivel técnico constructivo de los vagones y se seleccionan según la designación del vagón en primer lugar y las características del material que se transportará.

La capacidad de carga del vagón, $G (t)$, es la mayor masa de carga que es posible en un traslado.

El progreso técnico en el campo de la construcción de vagones se caracteriza por el crecimiento de la capacidad de carga del conjunto móvil. Con el aumento de la capacidad de carga, disminuyen los gastos en el mantenimiento del parque de vagones.

Con el valor de la capacidad de carga se determina la cantidad de vagones en el conjunto y la longitud de los trenes. En la medida que ha aumentando el peso de cohesión de las locomotoras, esta condición juega un papel más determinante.

Actualmente, la capacidad de carga de los vagones alcanza 180 t. Los factores que limitan la capacidad de carga de los vagones, son sus dimensiones

y la carga sobre los rieles, de acuerdo con lo que admite el estado de la construcción superior de la vía.

Tara del vagón G_t (t). Es la masa propia del vagón. La disminución de la tara de los vagones, manteniendo su resistencia, es una de las tareas principales de la técnica en el transporte, por cuanto conlleva al aumento de la masa útil y la disminución de la energía durante el movimiento del tren. Esto último se consigue principalmente, debido al perfeccionamiento de la construcción, el uso de aceros especiales, piezas estampadas, etcétera.

El coeficiente de tara K_t , es uno de los parámetros que caracterizan el perfeccionamiento técnico de los vagones. Coeficiente de tara técnico se denomina a la relación entre la tara del vagón (la masa propia) y su capacidad de carga.

$$K_t = \frac{G_t}{G} \quad (7.26)$$

Evidentemente, cuanto menor sea el coeficiente de tara, menor será el peso muerto del tren y más económico el traslado. Sin embargo, el coeficiente de tara técnico, todavía no refleja completamente las cualidades de explotación del vagón. Por eso se emplea también el significado del coeficiente de tara de carga (real), el cual toma en cuenta la utilización real de la capacidad de carga del vagón.

$$K_{tr} = \frac{1000 G_t}{V \cdot \gamma} \quad (7.27)$$

Donde:

- V : es el volumen de material en la caja del vagón, m^3 ;
- γ : es el peso volumétrico del material transportado, kg/m .

El coeficiente de tara de explotación, K_{te} , toma en cuenta además, el recorrido del vagón en sentido vacío y cargado. En este caso se determina la relación del peso del vagón transportado en un viaje completo, o sea, vacío y cargado, y su capacidad de carga.

La masa media ponderada del vagón en un viaje se determina por:

$$G_v = (K_t + \beta) G$$

Donde:

$\beta = L_c / (L_c + L_v)$: es el coeficiente de uso del recorrido;

L_c y L_v : es la distancia del recorrido en sentidos cargado y vacío, km.

Entonces, el coeficiente de tara de explotación será: $K_{te} = K_t + \beta$

$$K_{te} = K_t + \beta$$

Si el coeficiente de tara técnico en los vagones es, por ejemplo 0,5; entonces el de carga es 0,6-0,7 y el de explotación 0,9.

Vagones: Los vagones representan el tipo principal de recipiente de carga empleado en las canteras debido a la facilidad que posee para la carga y la descarga.

Los vagones de cantera poseen una construcción similar al resto, consistiendo su principal diferencia en los mecanismos de descarga especiales.

Los vagones con descarga neumática se equipan con una tubería de aire, un recipiente de reserva y cilindros basculantes. El esquema de descarga neumática permite realizar la descarga por orden de los vagones individualmente y también la descarga simultánea de todo el conjunto.

Según el esquema de descarga, se construyen con tres tipos de mecanismos, donde puede abrirse e inclinarse el lado de la descarga o ascender, o ambas acciones a la vez (ver Tabla 7.5).

En la minería a cielo abierto se emplean frecuentemente los vagones con laterales inclinables para transportar rocas de destape y minerales, cuyo peso volumétrico oscila entre 1,9-2,2 t/m^3 desbrozados. El bastidor y la caja de los vagones se fabrican de modo que el coeficiente de tara alcance 0,4-0,5.

Actualmente, se fabrican vagones desde 50 hasta 180 t de capacidad de carga (ver Tabla 7.5).

218

TABLA 7.5. Característica técnica de los vagones

Vagón	Capacidad de carga, t	Masa del vagón sin carga, t	Coefficiente de tara, kt	Volumen de la caja, m ³	Longitud entre los ejes del enganche, mm	Carga de los ejes sobre los rieles, t
<i>Góndola:</i>						
De 8 ejes	126	42,6	0,34	137,5	20240	21,08
De 6 ejes	95,0	32,0	0,34	104	16400	21,16
De 4 ejes, enteriza	62,0	22,0	0,35	64,8	13920	21,0
<i>Vagón-tolva:</i>						
De 2 ejes	25,0	12,0	0,49	26	7140	18,6
De 4 ejes	50	21,0	0,42	59,34	10030	17,75
Plataforma de 2 ejes sin área de frenado						
Plataforma de 2 ejes con área de frenado		9,9	0,50	13,84		14,95
Plataforma de 4 ejes sin área de frenado	62,0	21,0	0,34	20,76	14620	20,75

219

TABLA 7.6. Características de los vagones utilizados en la minería

Parámetros	3-BC	5-BC-60	BC-85	2BC-105	BC-120	BC-140	BC-180	BC-136
Capacidad de carga, t	50	60	85	105	120	140 180	180	136
Volumen de caja, m ³	24,5	26,2	38	48,5	60	58,0	58,0	67,5
Tara, t	31,4	29,0	35,0	48,0	40	62	68	68
No. de ejes	4	4	4	6	6	8	8	8
Longitud total, mm	12220	11720	12170	15020	14480	17580	17580	
Altura desde la cabeza del riel, mm	2665	2680	3236	3240	3485	3155	3285	3620
<i>Dimensiones internas de la caja, mm:</i>								
Longitud superior	9750	10000	10580	13400	13680	16000	16216	16110
Ancho superior	2580	2910	3120	3150	3000	3185	3660	3460
Altura	900	960	1280	1300		1258	1313	1580
Coefficiente tara	0,63	0,484	0,41	0,45	0,364	0,433-0,345	0,38	0,5

Locomotoras

Clasificación general

El transporte ferroviario es el tipo de transporte más empleado en la minería cuando las distancias de transportación son relativamente grandes. En ocasiones con él no puede competir ningún otro tipo de transporte desde el punto de vista técnico-económico.

Las locomotoras de carga se clasifican según los siguientes aspectos:

Según su designación: para vías principales (de la red general); para el transporte industrial (de canteras, de minas, etcétera); según el tipo de energía empleada: pueden ser eléctricas (de contacto o de baterías); combinadas de motores de combustión interna (Diesel); de vapor y otras menos empleadas para condiciones especiales, como neumáticas, girolocomotoras para minas subterráneas, etcétera.

El tipo de locomotora más empleada en los países de gran desarrollo de la minería es la locomotora eléctrica, aunque se está utilizando ampliamente la locomotora Diesel, aprovechando su autonomía. En Cuba las locomotoras de minas más empleadas son las eléctricas de batería, mientras que la locomotora Diesel es la que se emplea a cielo abierto.

Locomotoras eléctricas de minas

Las locomotoras de minas se clasifican según los aspectos siguientes:

Por su peso pueden ser ligeras, hasta 5 t; medianas, de 5 a 14 t; pesadas, más de 14 t; por el método de alimentación; con fuente de alimentación autónoma (locomotoras de batería); con fuente de alimentación externa (locomotoras de contacto); combinadas (contacto-acumulador, etcétera); por el tipo de corriente pueden ser de corriente directa y de corriente alterna.

En las minas subterráneas de carbón y metálicas se emplean con mayor frecuencia locomotoras de acumulador y de contacto de corriente directa. En Cuba se ha generalizado el uso de locomotoras eléctricas de acumulador cuya ventaja es su autonomía y pocas dimensiones de las estaciones de carga.

Las distancias a las cuales se transportan las cargas y el personal, oscilan entre 5 y 10 km, los radios de las curvas de 10 a 20 m. El perfil de las vías mantiene de 3 a 5 % en el sentido de las cargas, y a veces hasta 40 %. La productividad depende del número de locomotoras.

Ventajas: sencillez, seguridad, economía, posibilidad de uso en el transporte de personal.

Desventajas: la productividad depende estrechamente de la organización; presencia de un sistema completo de servicio de acumuladores.

El transporte por locomotoras eléctricas es actualmente y en el futuro el transporte principal por las excavaciones horizontales de transporte.

Equipamiento mecánico de la locomotora. La parte mecánica (Figura 7.15) consta del bastidor o chasis (1); la parte o tren de rodamiento (2); la suspensión por muelles (3); el equipamiento de frenos (4); el sistema de frenos (5); los dispositivos de tope-enganche (6); y la transmisión de fuerza.

El chasis comunica todas las partes de la locomotora, distribuye a través de los muelles, la carga a los pares de ruedas, transmite al gancho y cadena el esfuerzo de tracción. El chasis de las locomotoras de batería posee rodillos para el deslizamiento de las cajas de acumuladores.

A la parte o sección rodante pertenecen los pares de ruedas y los apoyos. El par de ruedas o el semieje consta de ejes, centro de ruedas, tambora y ruedas dentadas.

En el centro de la rueda se coloca el eje bajo una presión de 60 a 70 t. En la periferia del centro se colocan las bandas con ayuda del calor. Los pares de ruedas reciben los golpes que se producen durante el movimiento de la locomotora, causa que exige una atención continua para garantizar la explotación segura de la misma.

La rueda dentada puede ser de dos partes que se coloquen en el eje por medio de una chaveta o enteriza, la cual se coloca en el eje con la ayuda de una prensa. Cuando la rueda patina, pueden surgir en el eje oscilaciones de torsión. En el centro del eje se encuentra un bloque donde la amplitud de las oscilaciones es igual a cero. Cuando la rueda dentada se sitúa centrícamente se encuentra en el bloque de oscilaciones, y por tanto, no las recibe. Las frecuencias de las oscilaciones y las tensiones tangenciales alcanzan valores considerables a consecuencia de lo cual se produce la ruptura del eje de fatiga. Para luchar contra este fenómeno la rueda dentada se traslada aparte (Figura 7.16 b), entonces la misma, y con ella el motor, se incorpora a las oscilaciones y las extingue.

Los apoyos (9) (Figura 7.16) reciben la carga del peso de la locomotora del peso de extracción de las fuerzas laterales y se dirigen con las mandíbulas (8). En el apoyo se introducen dos cojinetes cónicos.

La suspensión de muelles está destinada a suavizar los golpes que recibe la locomotora durante el movimiento y también la distribución del peso de la locomotora a los pares de rueda. Existen tres tipos de suspensión: individual, balanceada y en forma de caja.

En la suspensión individual (Figura 7.16 a y b) los muelles se apoyan en sus extremos al chasis y trabajan individualmente. Se emplean en la locomotora motores de poca velocidad debido al paso limitado de los muelles. En la suspensión balanceada cuando se recarga uno de los dos muelles, la carga sobre los pares de rueda se libera gracias a los balancines transversales (Figura 7.16 e) o longitudinales (Figura 7.16 c). La suspensión en forma de caja (Figura 7.16 d) con muelles muy rígidos da un gran asentamiento a los ejes.

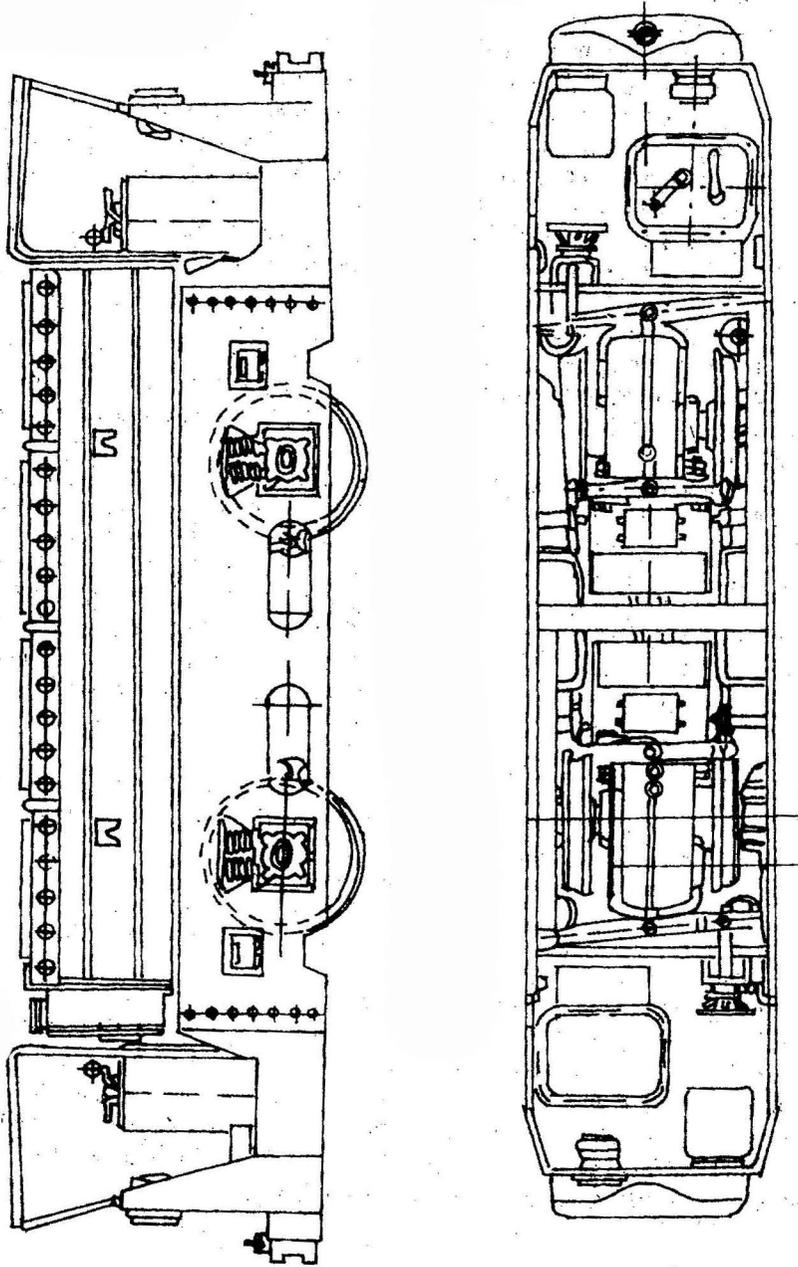


FIGURA 7.15. Vista general de una locomotora eléctrica de acumulador y disposición de los mecanismos.

Se emplean muelles de tres tipos: de hojas, espirales y de goma, entre los cuales los de espiral son los más perspectivas debido al conjunto de cualidades positivas que ellos manifiestan.

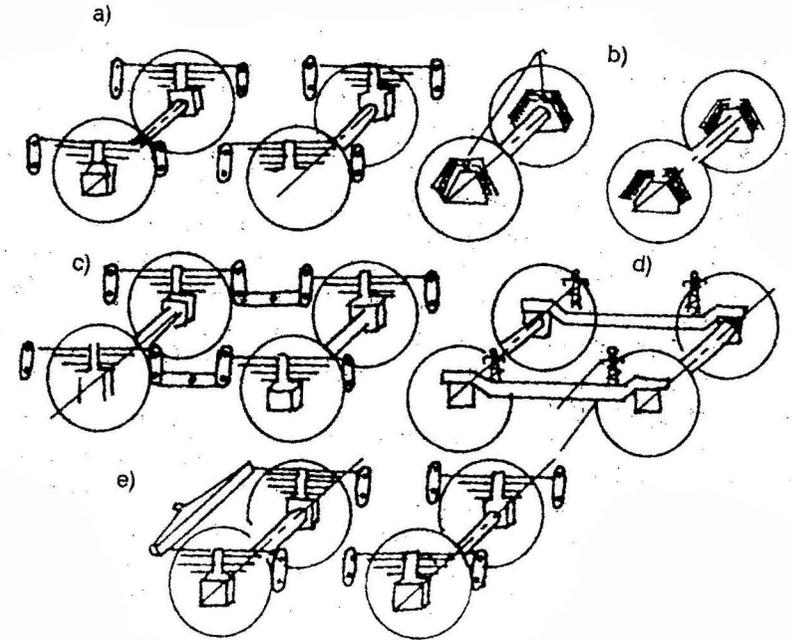


FIGURA 7.16.

La transmisión de tracción puede ser mecánica o hidráulica. Actualmente ha recibido uso la transmisión mecánica dentada con equipos individuales. La misma puede realizarse con dos ruedas en serie o con un reductor en dos etapas; en el primer caso, el motor se apoya de una parte al eje del par de ruedas con cojinetes y la otra parte cuelga del chasis con muelles; en el segundo caso, en el eje se apoya el cuerpo del reductor que cuelga flexiblemente del chasis. El uso del reductor permite disminuir la distancia desde el borde inferior de transmisión

hasta la construcción superior de la vía, y además, emplear motores rápidos los cuales desarrollan mayor potencia aunque sean comparativamente más pequeños.

El freno mecánico, según el tipo de frenado, puede ser de tres tipos: de zapatas, de discos y de bandas. Las locomotoras actuales están equipadas exclusivamente con frenos de zapatas, sin embargo los frenos de discos son más перспекivos debido a la permanencia de las fuerzas de frenado y la ausencia del desgaste de la tambora.

El freno mecánico según el tipo de equipo puede ser: manual, neumático o hidráulico. Todas las locomotoras tienen instalado el freno de mano debido a la necesidad de mantener a la máquina frenada mucho tiempo en los parqueos. El freno se pone en acción por medio de un sistema de vástagos haciendo girar el volante 1, situado en la cabina del maquinista (operador). El espacio entre las zapatas y las tamboras se regula con el torsor de roscas 2, con rosca en doble sentido.

El freno neumático puede ser de acción directa o indirecta, su uso facilita enormemente la actividad, disminuye el tiempo de la puesta en marcha del freno y crea la posibilidad de instalar energía neumática a un conjunto de dispositivos.

El freno hidráulico posee la ventaja de ser de pequeñas dimensiones y un costo relativamente bajo.

El sistema arenoso está designado para agregar arena bajo las ruedas de las locomotoras cuando estas patinan, se acciona por medio de un sistema de tensores y vástagos. Si existe la posibilidad se utiliza la energía neumática.

Los dispositivos de parachoques se destinan para suavizar los golpes que reciban las locomotoras de las vagonetas durante el movimiento. Junto al parachoques se encuentra el gancho y la cadena. Los parachoques pueden ser rígidos o flexibles.

El equipamiento eléctrico

Las locomotoras eléctricas de minas están provistas de los siguientes equipos eléctricos: motores de tracción, controles reostatos de arrancada, aparatos de defensa y alumbrado, equipamiento eléctrico auxiliar. Las locomotoras de contacto están equipadas además, de receptores de corriente, y las de acumuladores están provistas de baterías y de los conductores de enlace.

El conjunto de transporte de las locomotoras de contacto comprende: la subestación de tensión, la red de tensión y las locomotoras eléctricas que se encuentran en la línea, además, el conjunto de transportación de las locomotoras de batería comprende, la estación convertidora, en la cual se encuentran los dispositivos de carga y las locomotoras que se encuentran en la línea.

Motores de tracción

Los motores trabajan en condiciones muy difíciles, con cargas que varían en amplios límites; ellos se someten a diferentes acciones mecánicas y muchas veces se explotan en ambiente con polvo y peligroso por las explosiones. La tensión que llega a los motores varía en amplios límites, debido a la caída de ésta de la red o de las baterías.

El motor más utilizado es el de corriente continua con excitación en serie. En comparación con el motor de corriente continua con excitación en paralelo, ellos tienen las siguientes ventajas: cuando la tensión varía, exigen menos oscilación de la potencia necesaria; poseen un gran momento de arranque y capacidad de recarga; menos sensibilidad a la variación de la tensión; la carga entre motores que trabajan en paralelo en un sistema mecánico común, se distribuye más uniformemente y el trabajo de los motores en estas condiciones se produce más estable.

El régimen de trabajo horario de los motores se acostumbra a considerar como nominal, en éste la temperatura permisible de los enrollados se alcanza al cabo de una hora. A la potencia nominal (horaria) del motor corresponde una fuerza de tracción horaria F_h , una intensidad de la corriente horaria I_h , una velocidad de movimiento horaria V_h .

Al régimen de trabajo prolongado en el cual la temperatura permisible de los enrollados de los motores se alcanza en un intervalo de tiempo ilimitado, corresponde una fuerza de tracción prolongada F_{pr} , una intensidad de corriente prolongada I_{pr} , y una velocidad prolongada V_{pr} .

Habitualmente el coeficiente de ventilación es:

$$P = \frac{I_{pr}}{I_h} = 0,4 - 0,45$$

Cuando se proyectan las locomotoras, la fuerza de tracción horaria se determina como:

$$F_h = 1000 \varepsilon_i P_c \quad \text{daN} \quad (7.28)$$

Donde:

ε_i : es el coeficiente de tracción, o sea, la relación entre F_h y $1000 P_c$;

P_c : es el peso de cohesión de la locomotora, t.

La velocidad horaria, así como ε , se toma de la práctica de proyección según normativas.

La dependencia de la fuerza de tracción desarrollada por los motores, F_m , la velocidad, v y el rendimiento η de la intensidad de la corriente en el núcleo I , da la característica electromecánica del motor en la periferia de las ruedas. La característica electromecánica se emplea ventajosamente para los cálculos de tracción. Por ejemplo, teniendo la fuerza de tracción necesaria para el movimiento del tren F_m aplicada a un motor, puede encontrarse la velocidad del movimiento v , y la intensidad de la corriente en el núcleo I .

Por cuanto, la relación de transmisión del reductor y el diámetro de las ruedas dependen del tipo de locomotora, entonces la característica electromecánica es individual para cada una de ellas.

Baterías de tensión

La batería de tensión consta de un conjunto de elementos acumuladores unidos, metidos en una caja de baterías. En la URSS se emplean acumuladores básicos de hierro-níquel, los cuales desplazaron desde el año de su fabricación (1954) a los acumuladores de plomo que se explotaban anteriormente.

Las ventajas de los acumuladores básicos son: una alta resistencia mecánica y maniobrabilidad durante el trabajo, no se rompen por cortocircuitos de ellos, son más sencillos que los ácidos, cubren un gran plazo de servicio. Las ventajas de los acumuladores ácidos son: mayor rendimiento, mayor tensión media de carga de los elementos (ácidos $-2v$, básicos $-1,2v$), menor resistencia interna. En algunos países (Inglaterra, Alemania) los acumuladores ácidos se emplean más ampliamente.

La capacidad del acumulador es la cantidad de amperes-hora que es capaz de entregar el mismo, para la descarga hasta una tensión final determinada.

Rendimiento η del acumulador es la relación entre la energía en descarga y la energía de carga.

Control de las locomotoras

El mando de las locomotoras se utiliza para la puesta en movimiento y hacer alcanzar la velocidad hasta los valores establecidos, la regulación de la velocidad del movimiento, frenado del tren y su parada, cambio del sentido del movimiento. El aparato principal para el mando, es el control que se instala en la cabina del operador. Se emplean dos sistemas de mando: inmediato e indirecto. En el primer caso se usa un control de fuerza, en el segundo, un control comando y en ocasiones, un control de dirección.

El mando inmediato se emplea para las locomotoras de poca potencia, ya que en estos casos el control se usa con las dimensiones naturales y todo el sistema de mando se muestra sencillo y seguro en el trabajo. Para las locomotoras potentes se utiliza el sistema indirecto, en el cual el regulador (control) tiene pequeñas dimensiones y es cómodo en el mando.

El sistema de mando indirecto se emplea en locomotoras de minas de contacto pesadas, 25-KP y 35 KP, y en locomotoras de acumuladores pesados A-20-3 y A-28-2, y también en algunas locomotoras más ligeras A-10-2 y A-12-2 con el mando por el sistema de muchas unidades. En el resto de las locomotoras eléctricas de minas se emplea el mando inmediato.

Arranque y reversión

Para la limitación de la intensidad de la corriente de arrancada, se coloca en serie el reostato de arranque con los motores de tracción, las resistencias en el reostato se van disminuyendo a medida que se va arrancando el motor. Cuando hay dos o más motores se emplea el agrupamiento, o sea, la arrancada se produce al principio bajo una unión en serie de los motores, y después pasan a la unión en paralelo o combinada.

Para el cambio del sentido del movimiento es necesario variar el sentido de la corriente en los enrollados del núcleo o de los polos principales, lo cual se produce girando en sentido inverso el tambor reversible del regulador (control).

Regulación de la velocidad de movimiento

La tensión en los contactos del motor:

$$V = c\theta v + IR, V \quad (7.29)$$

De donde la velocidad de movimiento será:

$$v = \frac{V - IR}{C\theta} \quad (7.30)$$

Donde:

- I : es la intensidad de la corriente, a;
- R : es la resistencia en los enrollados del motor y el reostato, ohms;
- q : es el flujo magnético, wb;
- c : es una magnitud constante.

La velocidad puede regularse cambiando V_0 .

Las formas de variación de V_0 son: agrupamiento de los motores, introducción del reostato, variación de la tensión de la fuente de alimentación, utilización de un sistema de mando por transistores.

Agrupamiento de los motores

En las locomotoras de dos ejes con dos motores de tracción es posible hacer dos combinaciones en las uniones: unión en serie y unión en paralelo. Con la unión en serie de los motores, la velocidad de movimiento de la locomotora con un mismo valor de la intensidad de corriente en el núcleo, será aproximadamente la mitad del valor con la unión en paralelo.

En las locomotoras de cuatro ejes con cuatro motores de tracción, se puede obtener tres uniones diferentes: unión en serie, en serie-paralelo y en paralelo.

Frenado

En las locomotoras eléctricas se emplea el frenado mecánico o eléctrico: generador, contra-corriente y electromagnético con frenos de rieles.

El frenado como generador es posible cuando el motor trabaja por medio del reostato (frenado dinámico o de reostato) o con la entrega de la energía a la red (frenado recuperativo). En las locomotoras de minas subterráneas y de corte abierto, se emplea el frenado por reostato; en el cual los motores de tracción desconectados de la red pasan al régimen generador y gastan energía en calentar el reostato R_t . El frenado puede realizarse con la autoexcitación en serie (el método más empleado), independiente o con la excitación combinada de los motores de tracción.

En el proceso de frenado por reostato, según disminuye la velocidad del movimiento, paulatinamente disminuyen los escalones (etapas) en el reostato, manteniendo, por ejemplo, una corriente de frenado constante. La parada final del tren o detenerlo durante la bajada, deberá producirse con zapatos de frenos.

El frenado contracorriente se realiza colocando la manivela reversible en la posición trasera cuando la locomotora se mueve adelante (las ruedas pueden a veces realmente girar hacia atrás).

El frenado se produce con un salto de la intensidad de la corriente, cuyo valor depende de la tensión en los contactos de los motores y de la fuerza de cohesión de la rueda con el riel.

No se permite el uso de este tipo de frenado en las locomotoras de acumulador y en las minas de minerales metálicos.

El frenado con frenos electromagnéticos de rieles no se produce con la ayuda de la zapata electromagnética que cuelga por medio de muelles al chasis.

Esquemas de mando

El mando manual se emplea en todas las locomotoras eléctricas de minas, ya sean de acumulador o de contacto. El mando se produce desde la cabina del operador.

La fuente de energía de la locomotora eléctrica es una batería, en calidad de defensa se emplea un control automático para una corriente de 350 A. En un cuerpo conjuntamente con el automático hay montado un contador de amperes-hora Ac , el que permite controlar el proceso de carga y descarga de la batería, es decir, su nivel energético.

Al situar la manivela del control en la primera posición, se cortocircuita el contacto 2; aquí los motores de tracción 1 y 2 están unidos en serie y en sus cadenas se introducen las secciones R_1, R_2, R_3, R_4 de las resistencias; en la segunda posición están cerrados los contactos 2 y 4; y con esto se puntea la sección de la resistencia $R_2 - R_2$ y la resistencia total introducida en la sección del reostato disminuye, etcétera.

El telemando consiste en el mando de la locomotora a distancia. Este se necesita en las minas metálicas, donde la tracción de los conjuntos en la carga y descarga se realiza con locomotoras eléctricas. El operador de la locomotora realiza la carga de las vagonetas y su descarga en el basculador con el mando de la locomotora a distancia.

El empleo del telemando disminuye la cantidad de personal de servicio, y aumenta la productividad del trabajo en el transporte interno de la mina en un 18 %, aproximadamente, incrementa la seguridad y la cultura de la producción y el gasto de energía de 8 a 11 %.

TABLA 7.7. Características técnicas de las locomotoras eléctricas de baterías

Modelos de locomotoras	Peso de cohesión, t	Carril, mm	Parámetros del régimen a horario		Motores de tracción				Modelos de la batería
			Fuerza de tracción, N	Velocidad, km/h	Tensión, V	Potencia, kW	Intensidad de corriente	Modelo	
AK-2Y (2AP)	2,2	500,575 600,750 900	1 960	3,6-4,9	45	2,15-2,8	76-115	MT-2	36T H-300
4,5AP-2	4,5 4,8	550,575 600,750 900	7 350	4,75	80	2x6,0	93	P-6	
5APB-1	5,0	550,575 600,750 900	7 350	4,75	80	2x6,0	93	P-6	
8AP-3	7,9 8,6	550,575 600,750 900	13 230	5,5 6,8	120	2x11,2	115	P-105	96T -350
13AP-1	12,8	900	16 660	6,2	180	2x15,6	117	P-15	126T H-550A

TABLA 7.7. (Continuación)

Dimensiones de la locomotora eléctrica, mm					Relación de transmisión del reductor
Longitud entre parachoque	Ancho	Altura	Base rígida	Diámetro de rueda	
2015	900 1050 1000	210	650	430	19,5
3300	1300 1000	1300	900	540	30,31
3360	1360 1050	1350	900	540	30,31
4500	1350	1428	1200	680	10,97
5500	1376	1500	1500	680	10,97

TABLA 7.8. Características de las locomotoras de baterías atípicas

Modelo de la locomotora	Peso de cohesión, t	Carril, mm	Parámetros del régimen horario		Coeficiente de tracción	Motores de tracción		Capacidad de las baterías, Amp-h.
			Fuerza de tracción, N	Velocidad, km/h		Potencia sumaria, kW	Tensión, V	
A3-1	3	600	4 161	6	0,14	7,5	55	300
A3-2		750-900		6				
A5-1		600		6				
A5-2	5	750-900	6 860	6	0,14	12,5	75	450
AB5-1	5	600	6 860	6	0,14	12,5	75	450
AB5-2		750-900						
A10-1	10	600	13 720	7,5	0,14	32	140	5 200
A10-2		750-900						
A14-2		900						
A20-2	20	900	27 440	7,5	0,14	64	140	2x450
A28-2	28	900	38 416	8	0,14	94	185	2x700

TABLA 7.8. (Continuación)

Dimensiones de la locomotora, mm				
Longitud	Ancho	Altura	Base rígida	Diámetro de las ruedas
2 100	900	1 350	700	450
	1 220			
	1 000			
3 300	1 300	1 450	900	600
	1 000			
3 300	1 300	1 450	900	600
	1 050			
5 200	1 350	1 500	1 700	600
6 600	1 350	1 500	2 000	600
10 400	1 350	1 500	1 700	600
13 200	1 350	1 500	2 000	600

Parámetros económicos

Los gastos de capital del transporte por locomotoras en minas subterráneas están formados por el costo de la locomotora eléctrica, vagonetas, el equipamiento electromecánico de los garajes, subestaciones convertidoras y de tensión, y gasto de construcción relacionados con el equipamiento de los garajes subterráneos de las locomotoras.

Ecuaciones de tracción del transporte por locomotoras

En el tren en movimiento actúan diferentes fuerzas en magnitud y sentido. Son fuerzas externas o sus componentes, dirigidas en el sentido del movimiento, también son las fuerzas internas que surgen durante el proceso de movimiento no uniforme y que actúan entre unidades independientes del conjunto móvil.

Una influencia inmediata sobre el movimiento del tren producen las fuerzas externas, dirigidas en la dirección del movimiento: fuerza de tracción F , fuerza de resistencias al movimiento ω , y la fuerza de frenado B .

Fuerza de tracción

El trabajo mecánico necesario para el movimiento del tren, se produce en el árbol de los motores de la locomotora eléctrica, en los cilindros de la locomotora Diesel o en los cilindros de la máquina de vapor de la locomotora que utiliza esta energía, y por medio del mecanismo de transmisión se transmite a las ruedas motrices.

El momento de rotación M_0 , reducido a la rueda motriz de la locomotora, puede ser representado en forma de un par de fuerzas F , aplicado en la llanta (periferia) de la rueda (Figura 7.17) sin embargo, el par de fuerzas $F - F$, que en relación con la locomotora representa una fuerza interna, no puede provocar en ella un movimiento de traslación. Realmente representa la locomotora levantada sobre los rieles; bajo la acción de un par de fuerzas, la rueda comienza a girar pero la locomotora no se mueve.

Para la traslación es necesario un apoyo externo, el cual en nuestro caso, está representado por el riel. Detenida sobre el riel la locomotora ocasiona una presión sobre el punto O surge la cohesión entre la rueda y el riel. Con la rotación de la rueda bajo la acción del par de fuerzas surge una reacción horizontal del riel que también se le puede llamar fuerza tangencial F_t , igual dimensionalmente a la fuerza F .

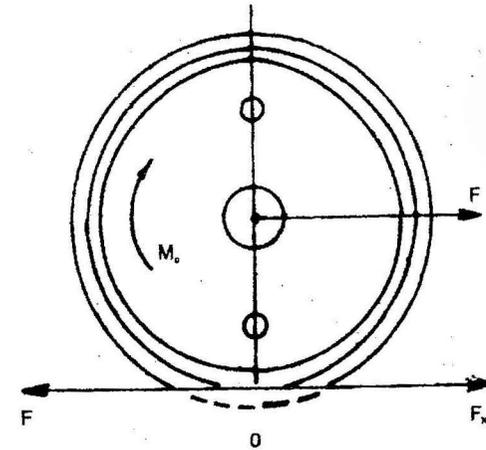


FIGURA 7.17. Esquema para la determinación de la fuerza de tracción tangencial.

Bajo la acción de la fuerza F , aplicada en el centro de la rueda, la locomotora entra en movimiento. Sin embargo, la fuerza F sólo pone en movimiento a la locomotora cuando existe la fuerza tangencial o fuerza de tracción en la periferia de la rueda F_t .

De esta manera, se le denomina fuerza de tracción a la creada por los motores en interrelación con la fuerza externa aplicada en el punto de contacto de la rueda y el riel, y que va dirigida en su mismo sentido.

La fuerza de tracción de cualquier locomotora está limitada por tres factores fundamentales: la fuente de energía, los motores de tracción y el peso de cohesión.

En general para todas las locomotoras existe una dependencia directa de la fuerza de tracción con el peso de cohesión. Cuando se produce la fuerza de cohesión hasta un límite determinado, la rueda se traslada por el riel de tal manera, que el punto O de contacto entre la periferia de la rueda y el riel, es posible considerarlo condicionalmente como un centro de rotación instantáneo.

El movimiento normal se rompe cuando el punto O comienza a trasladarse en relación con el riel; esto sucede si la fuerza de tracción actuante sobrepasa la fuerza de cohesión de la rueda con el riel (surge el patinaje), o sea:

$$F_t > 1000 \cdot P \cdot \psi \quad , \quad \text{daN} \quad (7.31)$$

Donde:

P : es la carga de la rueda sobre el riel, kg;

ψ : es el coeficiente de cohesión.

La fuerza de tracción en este momento cae bruscamente, ya que disminuye considerablemente la fuerza de cohesión, y parte del momento de rotación se gasta en acelerar la rotación de la rueda.

La condición del movimiento normal está representado por:

$$F_t < 1000 \cdot P \cdot \psi \quad , \text{ daN} \quad (7.32)$$

El valor del coeficiente de cohesión ψ , depende de muchos factores físicos y de explotación, y en primer lugar, de la limpieza y el estado de la superficie de contacto. No es posible calcular exactamente el valor de ψ , por la intensidad de corriente de los motores, se mide el mayor valor de la fuerza de tracción con la cual la locomotora se mueve sin patinar. Al conocer el peso de cohesión de la locomotora con la fuerza de tracción medida, se determina el coeficiente de cohesión. (Tablas 7.9 y 7.10.)

TABLA 7.9. Valor del coeficiente de cohesión para las locomotoras eléctricas

Condiciones del cálculo	Con corriente directa	Con corriente alterna
Durante la arrancada con arena	0,30	0,34
Durante la arrancada sin arena	0,24	0,28 - 0,29
Durante el movimiento con arena	0,22	0,26
Durante el movimiento sin arena	0,20	0,24

TABLA 7.10. Valores del coeficiente de cohesión en minas subterráneas

Minas de pirita	ψ
Limpias, secas	0,21 - 0,25
Cubiertas de residuos mojados	0,10 - 0,23
Con adición de arena	0,25

Nota: Para el régimen de frenado, durante el frenado de los motores, el valor del coeficiente de cohesión puede aumentarse en un 10 %.

En general no todos los ejes de las locomotoras tienen que ser motores, lo cual se refleja en el valor límite de la fuerza de tracción según la cohesión.

Para las locomotoras, en el caso general, la fuerza de tracción máxima, según la cohesión, será:

$$F_{tc} = 1000 \cdot P_c \cdot \psi \quad (7.33)$$

Donde:

P_c : es el peso de cohesión de la locomotora, o sea, el peso de la locomotora aplicado a los ejes motores, t.

Representamos la locomotora con todos sus ejes motores, así como, todas las fuerzas externas actuando en ella.

La fuerza de tracción de la locomotora es igual a la suma de todas las fuerzas de tracción en cada eje, por tanto;

$$F_t = F_{t1} + F_{t2} = \frac{M_1}{R} + \frac{M_2}{R} = \frac{\sum M}{R} \quad , \text{ daN} \quad (7.34)$$

Es decir, F_t depende solamente del momento sumario de los motores, y la fuerza de tracción máxima, teniendo en cuenta las máquinas, será:

$$F_{t_m} = \frac{\sum M_{m\acute{a}x}}{R} \quad (7.35)$$

Si en ves de $M_{m\acute{a}x}$ se nos da la potencia de los motores N , y la velocidad del movimiento v , en m/s, entonces:

$$F_{t_m} = \frac{102 \cdot N_{(KW)} \cdot \eta}{v} = \frac{75 \cdot N_{(HP)} \cdot \eta}{v} \quad , \text{ daN} \quad (7.36)$$

La fuerza de tracción máxima, según la cohesión F_{tc} , es la fuerza de tracción sumaria de los ejes motores, anterior al instante en que se rompe la cohesión. Si los ejes están cinéticamente unidos, entonces la cohesión se rompe simultáneamente en todos los ejes según la fórmula (7.33), ya conocida. Las cargas verticales sobre los ejes son desiguales, por ejemplo, según la (Figura 7.22), debido al momento creado por la fuerza, ω ; y la fuerza de tracción en los ejes tampoco es igual, por eso cuando hay una disposición individual de los motores respecto a los ejes, la cohesión comienza a romperse en un eje (limitado) y el resto de los mismos no ejecuta su mayor fuerza de

tracción, según la cohesión, por lo cual, el coeficiente de cohesión ha de tomarse disminuido.

$$F_{tc} = 1000 \cdot P \cdot \psi$$

Fuerzas de frenado

Se le llama fuerza de frenado a la fuerza artificial regulada por factores y reacciones, dirigida contra el movimiento.

El tipo de frenado principal en las locomotoras es el de fricción, o sea, el que se produce apretando las zapatas de freno contra las ruedas de la locomotora y los vagones, y el resto de los tipos de frenado son auxiliares.

Como resultado de la presión de las zapatas de freno contra las tamboras, rotando con fuerza K , surge la fuerza de fricción $K \varphi_r$; donde φ_r es el coeficiente de fricción entre la zapata y la rueda. Produciendo una reacción en el eje, la fuerza de fricción $K \varphi_r$ forma con él un par de fuerzas internas ($K \varphi_r, OC$). Sustituimos este par de fuerzas por un par de fuerzas equivalentes, B_o y B_k . Con la cohesión entre la rueda y el riel, la fuerza B_o crea una reacción horizontal del riel que conjugada con la acción de la fuerza externa produce la deceleración del movimiento. En este momento se produce un proceso análogo a la creación de la fuerza de tracción, así la fuerza de frenado se determinará por la expresión siguiente:

$$B_k = K \cdot \varphi_k \quad , \quad \text{daN} \quad (7.37)$$

El valor de la fuerza de frenado como la fuerza de tracción, está limitado por la cohesión entre el riel y la rueda.

$$k \cdot \varphi_k - P_c \quad \varphi_f \quad (7.38)$$

Cuando no se lleva a cabo el proceso tomando en cuenta esta condición, se produce el acuíamiento de la rueda y la locomotora resbala. De aquí que la fuerza de frenado máxima, según la cohesión para toda la locomotora, sea:

$$B = 1000 P_c \varphi_f \quad (7.39)$$

Donde:

P_c : es el peso de cohesión para el frenado (idéntica definición que el peso de cohesión para la tracción, pero considerando el número de ejes provistos de frenos) en t;

f : es el coeficiente de cohesión para el frenado.

Al hacer de la desigualdad (7.38) una igualdad, obtenemos el valor de la fuerza de compresión de las zapatas de freno:

$$K = P_c \frac{\psi f}{\varphi_k} = P_c \delta \quad , \quad \text{daN} \quad (7.40)$$

Donde:

$\delta = \psi / \varphi_k$: es el coeficiente de compresión de las zapatas de freno.

Al utilizar δ es posible emplear el sistema de frenado. Para las locomotoras eléctricas de canteras $\delta = 0,5-0,6$; para vagones $\delta = 0,6-0,7$; para locomotoras eléctricas de minas $\delta = 0,8-1,0$. El valor de K se da en los manuales de los conjuntos móviles. En la tabla pueden verse los valores que se emplean para los equipos de las canteras (bajo una presión en el cilindro de frenado de 0,39 Mpa. (Tabla 7.11.)

TABLA 7.11. Valores de K para los equipos en las canteras

Equipo móvil	Zapatas: K, Kn	
	Hierro fundido	Metales compuestos
<i>Góndolas:</i>		
5 BC-60	62	62,7/100
BC-85	84,2/92	378/924
2B-105	80/88	45/76
Locomotora eléctrica EL-1	145/1 314	145/1 782
<i>Agregados de tracción:</i>		
0 - 1	247/2 343	2 472/3 218
- 2M	231/228	102/168
EL - 10	121/1 492	122/1 926
Locomotoras Diesel T - 3	8,8/980	921/131

Nota: En el numerador se encuentra el valor real de la compresión de las zapatas de freno (kN) y en el denominador los valores de cálculo.

La fuerza de frenado del tren se determina como las sumas de las presiones reales a las zapatas de freno K , multiplicados por los coeficientes de fricción

reales φ_k o como la suma de las presiones de cálculos de las zapatas de freno K_c , multiplicada por el coeficiente de fricción de cálculo φ_{kc} :

$$B = 1000 \varphi_{kc} \cdot \sum K_c \quad (7.41)$$

Donde:

$\sum K_c$: es la suma de las presiones sobre las zapatas de freno del tren, t.

Resistencias al movimiento del tren

En el caso del movimiento de la locomotora y el tren general, se toma en cuenta el mismo significado de las resistencias al movimiento, éstas son proporcionales al peso del conjunto móvil. Por eso en los cálculos se emplea el valor de las resistencias específicas al movimiento, o sea, las resistencias con respecto a la unidad de peso del tren.

En los cálculos para sencillez se emplea las resistencias específicas fundamentales del tren completo en la cantera.

$$\omega_0 = \frac{P\omega_0 + Q\omega_0}{P + Q}, \quad \text{daN/t} \quad (7.42)$$

Donde:

P : es el peso en el gancho de la locomotora, t;

Q : es el peso conjunto del tren arrastrado, t.

Las resistencias complementarias en el caso del movimiento del tren, también surgen por la pendiente o inclinación de la vía y por las curvas. Las resistencias debido a la pendiente de la vía se producen debido a que la componente horizontal del tren (Figura 7.18) $Q \sin \alpha$ se opone a su movimiento, por tanto, la resistencia debido a la inclinación de la vía será:

$$\omega_1 = 1000 Q \tan \alpha$$

El ángulo α cuando se trata de transporte con locomotora eléctrica, no pasa de 2 a 4°; entonces, $\sin \alpha = \tan \alpha$ y:

$$W = 1000 Q \tan \alpha$$

La pendiente de inclinación se determina por el valor del ascenso o descenso en metros en una longitud de 1 000 m y se mide en tantos por mil (%).

$$i = \frac{h}{l} 1000 = 1000 \tan \alpha, \quad \% \quad (7.43)$$

y por consiguiente:

$$W_i = Q_i, \quad \text{daN}$$

Las resistencias específicas, debido a la inclinación:

$$\omega_i = \frac{W_i}{Q} = i, \quad \text{daN} \quad (7.44)$$

La resistencia, debido a la pendiente, es positiva cuando el tren se mueve en sentido ascendente, ya que la componente del peso, en este caso, se opone al movimiento.

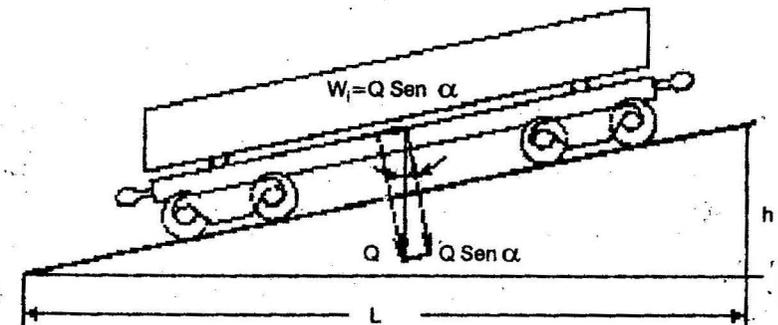


FIGURA 7.18. Esquema para la determinación de la resistencia por la inclinación de la vía.

Las resistencias debido a las curvas en el caso del tren coinciden en los valores estudiados para los vagones y vagonetas, aunque hay que tener en cuenta que para que las mismas sean justas, la longitud del tren deberá ser menor o igual que la longitud de la curva. Cuando la longitud del tren sea mayor, entonces

para obtener el valor correcto de la resistencia deberá multiplicarse por la relación l_r/l , donde l_r es la longitud de la curva expresada en metros y l es la longitud del tren, también expresada en metros.

Las resistencias totales del movimiento del tren serán:

$$W = P(\omega_0'' + \omega_r \pm i) + Q(\omega_0'' + \omega_r \pm i), \text{ daN} \quad (7.45)$$

La ecuación del movimiento del tren

La ecuación del movimiento del tren representa en sí la expresión matemática de la dependencia entre la aceleración del tren y la resultante de las fuerzas de tracción, las resistencias al movimiento y el frenado.

El movimiento del tren se considera como el movimiento de la masa M_1 , concentrada en el centro de gravedad de tren. Según la ley de Newton, la fuerza resultante aplicada al tren, $R = M_1 a$ (donde a es la aceleración del tren, m/s^2) con cambios de la velocidad infinitamente pequeños $a = dv/dt$.

Si la masa del tren, M_1 , tuviera solamente movimiento de traslación, entonces su valor podría determinarse a través del peso del tren.

$$M_1 = M \frac{1000(P+Q)}{g} \quad (7.46)$$

Sin embargo, una parte del tren, conjuntamente con el movimiento de traslación, realiza un movimiento de rotación (los pares de ruedas de los vagones y las locomotoras, los rotores de los motores de tracción, los engranes, etcétera).

En relación con esto, el valor real de la masa (reducida) será:

$$M = M_1 + \gamma M_1 = \frac{1000(1+\gamma)(P+Q)}{g} \quad (7.47)$$

$$M = 102(1+\gamma)(P+Q)$$

Donde:

$\gamma = 0.06-0.12$: es el coeficiente de inercia de las masas rotatorias.

Si en el tren en movimiento actúan solamente la fuerza de tracción y las fuerzas de resistencias, entonces la resultante:

$$R = F - W \quad (7.48)$$

Al colocar los valores de R , M y a obtenemos:

$$F - W = \frac{1000(1+\gamma)(P+Q) \frac{dv}{dt}}{g} \quad (7.49)$$

Y en forma definitiva la ecuación del movimiento del tren será:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{1000(1+\gamma)} \frac{F - W}{P + Q} \quad (7.50)$$

Designamos:

$$G = \frac{g}{1000(1+\gamma)} \quad (7.51)$$

Para cálculos de explotación se toma:

$$\gamma = 0.06 \text{ y } C = 1/108$$

Al utilizar los valores específicos de las fuerzas actuantes se puede relacionar la ecuación del movimiento con la unidad de peso del tren, de donde:

La fuerza de tracción específica:

$$f = \frac{F}{(P+Q)}, \text{ N/kN} \quad (7.52)$$

La fuerza de resistencia específica será:

$$\omega = \frac{W}{(P+Q)}, \text{ N/kN} \quad (7.53)$$

La fuerza de frenado específica será:

$$b = \frac{B}{(P+Q)} \quad (7.54)$$

Y la ecuación del movimiento en forma específica será:

$$\frac{dv}{dt} = c(f - \omega) \quad (7.55)$$

La diferencia $f - \omega$, se denomina esfuerzo acelerativo. En dependencia del régimen del movimiento son posibles los siguientes casos particulares:

- Si $f > \omega$, entonces $\frac{dv}{dt} > 0$ y la expresión $\frac{dv}{dt} = c(f - \omega)$ caracteriza el movimiento acelerativo.
- Si $\frac{dv}{dt} = \pm c\omega$, entonces se produce el movimiento sin la aplicación de la fuerza de tracción y sin frenado, de modo que el movimiento será acelerado o descelerado en dependencia del signo de ω .
- Si $\frac{dv}{dt} = -(\omega + b)$, movimiento descelerado utilizando frenos.
- Durante el movimiento uniforme $\frac{dv}{dt} = 0$, y por consiguiente, $f - \omega = 0$ y $f = \omega$, o sea, la fuerza de tracción se utiliza completamente en superar las resistencias (fundamentales y complementarias).

Cálculo de transporte sobre rieles con locomotoras eléctricas

En el cálculo de la instalación de locomotoras ha de tenerse en cuenta el conjunto fórmulas hasta ahora estudiadas.

El perfil por el cual se mueve el tren puede variar constantemente, en relación con lo cual deberá también cambiar la fuerza de tracción de la locomotora. La construcción de las curvas en dependencia del tiempo durante el movimiento del tren, exige una gran cantidad de operaciones. Por eso en los cálculos prácticos se emplea la pendiente media:

$$im = \frac{1000(H_2 - H_1)}{L} = \frac{i_1 l_1 + i_2 l_2 + \dots + i_n l_n}{l_1 + l_2 + \dots + l_n} \quad (7.56)$$

Donde:

- H_1 y H_2 : son las cotas de los puntos iniciales y finales de la vía, m;
 L : es la longitud de recorrido, m;
 l_1, l_2 : son las longitudes correspondientes a cada tramo de la vía, m;
 i_1, i_2 : son las pendientes correspondientes a cada tramo de la vía, %.

Elección y control de la potencia de un motor de tracción

El motor de tracción, durante su trabajo, tanto se calienta como se enfría. La temperatura del motor fluctúa entre un máximo cuando está trabajando, a un mínimo si está parado y la locomotora sigue en carrera libre.

La selección del motor de tracción debe hacerse de tal modo que ninguna temperatura a que llegue, sea mayor que la máxima admisible por las normas.

Para hacer el cálculo de tracción, habitualmente hay que resolver una de las siguientes tareas:

- A partir del contenido del tren y el perfil de la vía, determinar la potencia necesaria de los motores de la locomotora.
- A partir de un tipo de locomotora dada y la potencia de los motores, calcular el contenido del tren y después controlar los motores, al calentamiento.

El primer caso se resuelve cuando vamos a proyectar un nuevo tipo de locomotora que no se hace muy a menudo, sin embargo, el segundo es como ingeniero de producción.

La selección de la potencia necesaria, generalmente se realiza con un método aproximado, y se basa en la relación existente entre la fuerza horaria de tracción y el peso del equipo referido al gancho, según la fórmula:

$$F_h = 10.000 \varepsilon P_0$$

Donde:

- ε : es el coeficiente de tracción de la locomotora, representa la relación entre la fuerza horaria de la locomotora y el peso del equipo en el gancho.

Para locomotoras de minas e industriales $\varepsilon = 0,12-0,20$.

Hallado F_h se puede encontrar la potencia horaria:

$$P = \frac{F_h \cdot V_h}{3600 \cdot \eta} \quad (7.57)$$

Donde:

- V_h : es la velocidad para el régimen horario.
 Tipo de locomotora v (m/s)
 Acumulador 2
 Contacto 2,5-3
 Industrial 5-7
 η : es la eficiencia = 0,92-0,96.

Cálculos de tracción

Cuando se realiza el cálculo de tracción es necesario conocer:

P y P_c : peso de la locomotora y de cohesión, t.

ω : coeficiente de resistencias al movimiento, N/kN.

i_c : pendiente de cálculo (predominante), %.

i_a : pendiente de arrancada, %. Es el ascenso más inclinado con una longitud tal que el tren puede alcanzar una velocidad constante.

F_t : fuerza de tracción calculada a partir de la potencia.

$$N = \frac{F_t v}{3600 \eta} \quad , \text{ kW}$$

Es necesario determinar: G_c (peso del conjunto), el cual se obtiene de la condición de movimiento por una pendiente i y una velocidad constante, cuando se aplica la mayor fuerza de tracción de la locomotora.

Entonces, $a = 0$.

$$G_c = \frac{F_t - P}{\omega' + \omega_c + i_c} \quad (7.58)$$

Si la fuerza de tracción se limita por la cohesión, entonces $F_t = F_c$.

$$G_c = \frac{1000 P_c - \psi - P}{\omega' + \omega_c + i_c} \quad (7.59)$$

Y como se sabe que habitualmente $P_c = P$, tenemos:

$$G_c = \frac{(1000 \psi - 1) P}{\omega' + \omega_c + i_c} \quad (7.60)$$

Es decir que el peso del conjunto (es proporcional al peso de la locomotora). Para obtener ω' es necesario saber la velocidad que corresponde a la máxima fuerza de tracción de la locomotora según la cohesión. El peso del conjunto se comprueba para la arrancada desde el lugar con la aceleración mínima admisible, a_{min} , con la obtención de la mayor fuerza de tracción según la cohesión.

$$G_c = \frac{1000 P_c \cdot \psi}{\omega' + \omega_c + \omega_a \pm i_a + 108 A_{min}} - P \quad , \text{ t} \quad (7.61)$$

y si $P_c = P$:

$$G_c = P \left(\frac{1000 \psi}{\omega' + \omega_c + \omega_a \pm i_a + 108 A_{min}} - 1 \right) \quad , \text{ t} \quad (7.62)$$

Donde:

ω_a : son las resistencias específicas complementarias durante la arrancada;

$\omega_a = 39$ daN/t para canteras;

$\omega_a = 0$ para minas subterráneas;

$A_{min} = 0,2-0,04$ m/s² para canteras;

$A_{min} = 0,04-0,05$ m/s² para minas subterráneas.

El conjunto obtenido también se controla según la posibilidad de penetrar en las estaciones de recepción y embarque, chuchos, etcétera.

El peso del conjunto según la velocidad admisible del movimiento y la fuerza del frenado necesaria se determina:

$$G_c = \frac{B}{\frac{54 v_i^2}{lr} - \omega' + i} - P \quad (7.63)$$

Donde:

v_i : es la velocidad inicial, m/s;

b : es la fuerza de frenado;

l_f : es la longitud de frenado, m.

También se puede obtener otro valor dando v_i en km/h.

$$G_c = \frac{B}{\frac{4,17 v_i^2}{lr} - \omega' + i} \quad (7.64)$$

La fuerza de frenado del tren será:

$$B = (P + Gc) \left(\frac{54v_i^2}{lr} - \omega' + i \right) = (P + Gc) \left(\frac{4,17v_i^2}{lr} - \omega' + i \right) \quad (7.65)$$

y de aquí la velocidad admisible del movimiento:

$$v_i = \frac{lr(b + \omega' - i)}{54}, \quad \text{m/s} \quad (7.66)$$

ó:

$$v_i = \frac{lr(b + \omega' - i)}{4,17}, \quad \text{km/h}$$

Cálculo de la velocidad y tiempo de viaje de los trenes

La característica de tracción de la locomotora es la dependencia, según los motores, de la fuerza de tracción con la velocidad (Figura 7.19 a).

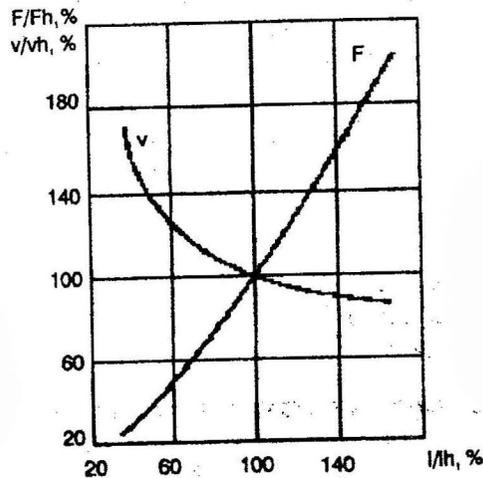


FIGURA 7.19. Característica universal de las locomotoras eléctricas.

Características de tracción de la locomotora

Para el cálculo exacto de la velocidad es necesario integrar la ecuación del movimiento del tren.

Para las condiciones de las minas y las canteras, se emplea un método aproximado de velocidades equivalentes. Se considera que el tren, en cada elemento de perfil, se traslada con una velocidad constante, que varía siempre que se pasa a un nuevo elemento.

Para cada elemento del perfil se determina la fuerza de tracción F . Para el cálculo de ω se toma una velocidad de movimiento orientativa.

Al tener F_0 por medio de la característica de tracción, se halla v (Figura 7.24 a). Al haber obtenido v , se puede precisar el valor de ω , determinar después F , y precisar el valor de v .

La dependencia ω' de la velocidad no es muy sensible y su corrección habitualmente no se hace.

Si se quiere calcular v de una forma más precisa, sin aproximaciones posteriores, entonces, en la característica de tracción de la locomotora, donde $F_t = f(v)$, se superpone el gráfico de $F_0 = f(v)$. El punto de intersección $F_t = f(v)$ y $F_0 = f(v)$, da la velocidad buscada (Figura 7.19 b).

La velocidad de movimiento del tren deberá ser mayor que la admisible según el frenado, y además, siguiendo normas de seguridad.

El tiempo de viaje de un número n , de elementos en el perfil será:

$$tn = \frac{60 \cdot ln}{Vn}, \quad \text{min} \quad (7.68)$$

Donde:

l_n : es la longitud del elemento, km;
 v : es la velocidad, km/h.

El tiempo total de viaje por una sección compuesta de n elementos sin paradas será:

$$t = \sum_{1}^n tn + r, \quad \text{min} \quad (7.69)$$

Donde:

$r=2-3$ minutos: es el tiempo de arrancada y deceleración en los puntos extremos.

La productividad

Este cálculo consiste en determinar el número de locomotoras que se necesitan para satisfacer con la demanda de los puntos de cargas.

Tiempo medio de un viaje en n puntos.

$$T_n = t_n + \theta_n \quad , \quad \text{min} \quad (7.70)$$

Donde:

θ_n : es el tiempo de las pausas en un ciclo, en min:

Si el conjunto está atado a la locomotora, entonces se traslada con ella a todas partes, en los puntos de carga y durante la descarga. Este tipo de organización se realiza en las minas y en las canteras, de donde:

$$\theta_n = \theta_c + \theta_d + \theta_{man} + \theta_{esp} \quad , \quad \text{min} \quad (7.71)$$

Donde:

θ_c : es el tiempo de carga del conjunto, min;

θ_d : es el tiempo de descarga del conjunto, min;

θ_{man} : es el tiempo de maniobras durante el cambio de los conjuntos en los puntos de carga y descarga, min;

θ_{esp} : es el tiempo de espera en los puntos de bifurcación y otras causas, min.

En las canteras, cuando se cargan los vagones directamente con la excavadora obtenemos:

$$\theta_c = Z \cdot n_c \cdot t_c \quad , \quad \text{min} \quad (7.72)$$

Donde:

Z : es la cantidad de vagones;

n_c : es la cantidad de cubos cargados al vagón;

t_c : es el tiempo del ciclo de excavación, en min.

Tiempo de descarga:

$$\theta_d = \frac{Z \cdot t_{dv}}{m} \quad (7.73)$$

Donde:

m : es el número de puntos de descarga;

t_{dv} : es el tiempo de descarga del vagón, en min.

El tiempo de espera se calcula en dependencia del esquema de las vías.

Tiempo de espera:

$$\theta_{esp} = \eta_0 \tau \quad , \quad \text{min} \quad (7.74)$$

Donde:

η_0 : es la cantidad de puntos de bifurcación;

τ : es el intervalo de estación.

En condiciones medias:

$$\theta_{man} = \theta_{esp} = 10 - 15 \text{ min}$$

En las minas subterráneas el tiempo de carga de una vagoneta alcanza de 1,5 a 2 min. El tiempo de descarga de la vagoneta de pared volteable 0,75 min, vagonetas fijas, 0,4 minutos. El tiempo de maniobra y espera también oscila entre 10 y 15 min.

Al determinar el tiempo del viaje, T_n , se puede establecer el número de locomotoras que se necesitan para abastecer el punto de carga dado. El flujo de cálculo Q_c del punto de carga se determina a partir de la productividad de una locomotora Q_{ln} , que satisface un número n de puntos de carga, y se determina:

$$Q_{ln} = \frac{60 ZG}{K_0 T_n} \quad , \quad \text{t/h} \quad (7.75)$$

El número de locomotora para el servicio de n puntos será:

$$Z_{ln} = \frac{Q_{cn}}{Q_{ln}} = \frac{A_n T_n K_l}{60 ZGt_{op}} \quad (7.76)$$

Donde:

$K_l = k_0 k$: es el coeficiente de irregularidad del transporte por locomotora.

En canteras para la transportación del material de destape $k_1 = 1,25$, para la transportación del mineral, $k = 1,25-1,50$.

Si las locomotoras están relacionadas con puntos de carga determinados, entonces para obtener el número total de locomotoras Z_l , cada valor de Z_n se redondea hasta un número entero y se suman.

$$Z_l = \sum_1^n (Z_{ln})$$

Si las locomotoras no están limitadas a un punto, entonces Z_n no se redondea, sino que se suman los valores fraccionarios y se redondea el resultado.

$$Z_l = \left(\sum_1^n Z_{ln} \right) \quad (7.77)$$

Cuando las locomotoras están limitadas a un punto, puede parecer a veces que Z_n es significativamente menos que la unidad, es decir, la locomotora y los vagones se van a emplear poco. En esos casos, puede disminuirse el número de vagones del conjunto, lo que trae como consecuencia un mayor número de viajes de la locomotora y una mejor utilización del conjunto.

Por las dos fórmulas anteriores se determina el número de locomotoras de trabajo. El número de locomotoras de inventario será:

$$Z_{li} = Z_l + Z_{lrep} + Z_{lres} + Z_{l0} \quad (7.78)$$

Donde:

$Z_{lrep} = 0,15 Z_l$: es la cantidad de locomotoras en reparación (se redondea hasta un número entero);

$Z_{lres} = (0,05-0,1) Z_l$: es la cantidad de locomotoras empleadas para fines auxiliares y otras labores.

En ocasiones el número de locomotoras de inventario se determina de forma redondeada:

$$Z_{li} = Z_l K_{inv} \quad (7.79)$$

Donde:

$K_{inv} = 1,12-1,25$: es el coeficiente de inventario.

Si los puntos de traslado de cargas son varios: C_1, C_2 (Figura 7.26), entonces la solución de la tarea es completamente análoga a la anterior, pero T_n se determina por:

$$T_n = V_{in} \cdot T_{in} + V_{zn} \cdot T_{zn} \quad (7.80)$$

Donde:

V_{in}, V_{zn} : es la parte de la extracción del turno enviada desde un punto de carga hasta los puntos de traslado de las cargas, C_{11}, C_{21} ;

T_{in}, T_{zn} : es el tiempo del viaje de la locomotora desde n puntos de carga hasta los puntos de entrega, C_{11}, C_{21} .

Instalaciones de carga para las baterías

El método principal de carga de las baterías de la locomotora de mina, es la carga individual de cada batería desde una instalación de carga individual.

El número de mesas de carga por inventario para el trabajo normal con el sistema de dos baterías en cada locomotora (una en el trabajo y otra en carga) será:

$$V_{mv} = V_{car} + V_{cam} + V_{rep} \quad (7.81)$$

Donde:

$V_{car}, V_{cam}, V_{rep}$: es el número de mesas de trabajo, de cambio y en reparaciones.

$$V_{car} - V_{li} \quad (7.82)$$

Donde:

Z_l : es el número de locomotoras de inventario.

Se toma para $Z_l \leq 10$

$$V_{can} - V_{rep} = 1$$

y para $ZI_i > 10$

$$V_{cam} = V_{rep} = Z \quad (7.83)$$

El número de equipos de carga:

$$M = V_{car} \quad (7.84)$$

El número de equipos de cargas por inventario:

$$M_{inv} = V_{inv} \quad (7.85)$$

Subestaciones convertidoras

En calidad de estaciones convertidores se emplean: motores generadores, rectificadores de mercurio, y en los últimos años, rectificadores de semiconductores.

La potencia de trabajo de la subestación de tracción será:

$$P_{st} = k_0 \cdot U \cdot I_m \cdot Z \cdot I \cdot 10^{-3} \quad \text{kW} \quad (7.86)$$

Donde:

U : es la tensión en las ruedas de la tensión baja de la subestación, V;
 I : es la corriente media en la locomotora, A;
 k_0 : es el coeficiente de simultaneidad ($k_0=1$, con $ZI=1-2$; $k_0=0,8$ con $ZI=3-4$; $k_0=0,7$ con $ZI=5-7$; $k_0=0,6$ con $ZI=8-12$; y $k_0=0,5$ con una cantidad de locomotoras mayor de 12).

La corriente media de la locomotora se determina por:

$$I_m = \frac{V_v \cdot I_v \cdot T_v + V_c \cdot I_c \cdot T_c}{T_v + T_c} \quad (7.87)$$

Donde:

I_v, I_c : es la corriente en el motor de la locomotora vacía y cargada, A;
 T_v, T_c : es el tiempo de movimiento de la locomotora vacía y cargada;
 V_v, V_c : es el número de grupos paralelos de motores durante el movimiento vacío y cargado.

La potencia se controla según la corriente de arranque.

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{1}{3} K_0 VZ (I_m + ZI_a) 10^{-3} \quad \text{kW} \quad (7.88)$$

Donde:

$I_a = I_{hor}$: es la corriente de arrancada de la locomotora, en A.

Locomotoras en las canteras

En las minas a cielo abierto, encuentran uso todos los tipos principales de locomotoras. Las más utilizadas son las locomotoras eléctricas y diesel-eléctricas. Las condiciones específicas del trabajo en las canteras, plantean un conjunto de exigencias de las características de las locomotoras, entre las cuales una de las principales corresponde a su capacidad de superar los ascensos de la vía sin tener que disminuir considerablemente la velocidad y pasar los tramos curvos con radios hasta de 80 a 100 m, posibilidad de menor dependencia de la fuente de energía, permanente disponibilidad para el trabajo en diferentes condiciones climáticas, alta economía, etcétera.

La experiencia en la explotación de las locomotoras de vapor en las canteras ha demostrado que ellas son poco aptas para el trabajo en las difíciles condiciones de las minas a cielo abierto, por lo que se emplean muy poco actualmente.

Generalidades del transporte por locomotoras eléctricas en las canteras

Las investigaciones en el campo del transporte ferroviario y la experiencia de muchos años de explotación demostraron, que lo más efectivo para las condiciones de las minas a cielo abierto lo representa la tracción por locomotoras eléctricas, la cual posee una serie de ventajas en cuanto a la tracción y la explotación ante el resto de los tipos de tracción.

Las ventajas principales de la tracción por locomotoras eléctricas son:

- Trabajo efectivo en ascenso hasta 40 y 50 %, y cuando se emplean vagones motorizadas, hasta 50-60 %.
- Potencia específica alta y capacidad de soportar recargas considerables de poco tiempo.
- Posibilidad de aumentar el peso de cohesión uniendo varias secciones.

- Relativamente alta economía.
- Disminución de paradas para el abastecimiento, lo cual se realiza solamente para tomar arena.
- Condiciones de trabajo más confortables para la tripulación de la locomotora.
- Dependencia insignificante de las condiciones climáticas.
- La carga y descarga del conjunto, se realiza prácticamente sin gasto de energía, lo cual es muy significativo en el laboreo de las canteras con paradas largas durante la carga y la descarga del tren.

La tracción eléctrica se produce con diferentes sistemas de corrientes y tensiones. En corriente directa se utilizan tensiones de 250, 550, 1 500 y 3 000 V en las locomotoras eléctricas.

Actualmente, en el transporte de las canteras se emplea casi exclusivamente tensión de 1 500 V. También se trabaja con corriente alterna de 10 kV.

La alimentación de las locomotoras con la energía eléctrica se produce con ayuda de la línea de contacto. Los elementos fundamentales de la red son los apoyos y los cables de cobre de 85-100 mm² que cuelgan de ellos por medio de los aislantes.

El transporte por locomotoras eléctricas es el más efectivo en las minas a cielo abierto, con una productividad de 80 a 120 millones de m³ y más al año. En tales casos es ley la disminución de los gastos por medio del aumento del peso de cohesión.

La potencia de los motores de las locomotoras eléctricas se determina según el régimen de trabajo, entre cuyos factores influyentes se encuentran, la profundidad de la cantera, valor de la pendiente de inclinación y la velocidad del movimiento en el ascenso programado.

En la parte izquierda del nomograma se observa, la dependencia de la potencia total de la locomotora de diferentes pesos de cohesión, de la potencia específica.

Locomotoras Diesel

Las locomotoras Diesel, están equipadas con motores de combustión interna. En el período de arrancada, el motor debe desarrollar el mayor momento de rotación, es decir, tener la mayor velocidad de rotación. Por eso, el motor de combustión interna no puede ser alcanzado directamente con el par de ruedas. Para la arrancada, el motor se desconecta del par de ruedas, y se acelera en

vacío, después el momento de rotación (torsi) suavemente se transmite a los ejes.

Según el método de transmisión del momento torsi a los ejes móviles, se diferencian locomotoras con transmisión mecánica, eléctrica e hidromecánica.

En las locomotoras Diesel con transmisión mecánica, la rotación del motor a los ejes se transmite a través de la caja de transmisión y el acoplamiento. Este sistema es posible con potencias no mayores de 180-220 kW.

Las locomotoras con transmisión eléctrica hallan una amplia utilización en las vías férreas de uso general y en algunas canteras. La transmisión eléctrica consiste en que el motor de combustión interna (Diesel) hace rotar un generador de corriente directa, el cual alimenta de energía eléctrica a los motores eléctricos de tracción y las máquinas auxiliares.

La transmisión hidromecánica se emplea con potencias de (600-750) kW y tienen un conjunto de ventajas en comparación con la eléctrica; el costo de la locomotora disminuye en un 30 %, gastos en la reparación de la transmisión hidromecánica en (5-50) %; el rendimiento de la transmisión hidromecánica es igual a 0,8-0,92. La transmisión hidromecánica representa en sí la unión de una transmisión hidráulica corriente con una mecánica (dentada) que permite transmitir una mayor potencia que con la hidráulica.

Las ventajas de la tracción por locomotoras Diesel son más significativas para las condiciones del laboreo a cielo abierto. Realmente la presencia de la red de contacto en las canteras, en muchos casos dificulta considerablemente la realización de los trabajos mineros. En las canteras grandes, la longitud de las redes de contacto móvil se mide en decenas de kilómetros. Muchos yacimientos se laborean en regiones no electrificadas. La tracción con locomotoras Diesel ha recibido una diversificación considerable en las canteras de carbón y metálicas.

El motor de combustión interna de las locomotoras Diesel es el encargado de satisfacer la energía necesaria en la máquina, el cual representa un motor Diesel del tipo ordinario, de muchos cilindros y una velocidad de rotación media ($n=600-1\ 200$ rpm) con una mezcla que se produce con el petróleo. La mayoría de ellos tienen una disposición unilateral de los cilindros o de disposición en V. La particularidad de los motores Diesel modernos de locomotoras radica en el uso de inyectores que se encargan de enviar al cilindro previamente aire comprimido (hasta 0,49 MPa). Como resultado de esto, la potencia de locomotoras con las mismas dimensiones crecen de una manera evidente.

De la característica mecánica del motor Diesel se puede notar que la potencia del mismo (con una entrega constante de combustible) varía proporcio-

nal a la velocidad de rotación del cigüeñal n ; el momento en el árbol del motor Diesel casi no depende de n . El motor Diesel puede trabajar en un rango determinado de la velocidad de rotación del cigüeñal, desde N_{min} hasta $N_{máx}$, además N_{min} se limita por la condición de la combustión segura del combustible, y alcanza (35-50) % $N_{máx}$.

La capacidad de sobrecargas del motor Diesel es poco significativa. El arranque del motor bajo carga es prácticamente imposible; para el arranque es necesario una fuente de energía complementaria.

En el rango de trabajo, las velocidades de rotación del cigüeñal, el motor Diesel trabaja irregularmente económico. El menor gasto específico de combustible corresponde a las cargas y velocidades de rotación cercanas a la nominal.

Las particularidades mencionadas anteriormente demuestran que los motores Diesel están mal capacitados para la tracción (con un régimen de trabajo variable), o sea, su potencia nominal será utilizada cuando la locomotora se mueve en tramos difíciles y en los tramos restantes ellos trabajarán con exceso de potencia.

La relación de compresión de los motores Diesel sin sobrecompresión, alcanzan aproximadamente 16 (a veces 17) y con sobrecompresión, 14. En la mayoría de los motores se emplearán cámaras de combustión con inyección inmediata del combustible.

Los motores Diesel más convenientes para locomotoras y vagones motorizados son los de cuatro y dos tiempos, cuya construcción está bien lograda, son seguros y tienen un gran plazo de servicio. En los mejores motores Diesel de locomotoras, el rendimiento ha mejorado hasta alcanzar el 40 %.

En los últimos años, los institutos de investigación y de proyectos han prestado atención a la posibilidad de emplear en las locomotoras potentes instalaciones turbo-gaseosas, cuya principal ventaja consiste en su alta potencia específica, posibilidad de uso con diferentes combustibles líquidos, entre ellos los más baratos, los de menor costo de preparación, de buena característica de tracción y pequeño gasto de grasa.

Equipamiento auxiliar de las locomotoras Diesel

Al equipamiento auxiliar pertenecen los sistemas de agua, aire y lubricación, los ventiladores para la refrigeración general, los filtros de aire, etcétera.

El sistema de alimentación de combustible alimenta al motor Diesel de gas-oil y consta de los depósitos de petróleo, las bombas de combustible y los inyectores que atomizan el combustible de los cilindros del motor.

El sistema de lubricación consta de las bombas, filtros, las secciones de los refrigerantes, y se emplea para la lubricación de las piezas del motor durante

el trabajo, y de la disminución de la temperatura en ellas. En las locomotoras térmicas con transmisión hidráulica el aceite juega el papel de líquido de trabajo. En el sistema de lubricación de la transmisión hidráulica se incluyen también secciones de refrigeradores para la expulsión de calor.

El sistema de refrigeración por agua tiene las bombas, los filtros y las secciones de los refrigeradores, a través de los cuales pasa aire con el objetivo de intensificar el enfriamiento del sistema de fuerza y otros.

Tipos y parámetros de las locomotoras Diesel

En las minas a cielo abierto se emplean locomotoras de uso industrial general y de maniobras. En Cuba se utilizan locomotoras Diesel en las minas lateríticas de Nicaro en la provincia de Holguín.

En las locomotoras con transmisión hidráulica el lugar del generador principal lo toma la correspondiente transmisión hidráulica y en lugar de los motores de tracción, en los ejes se acoplan reductores, los cuales con ayuda de los árboles de cardanes se enlazan con la transmisión.

Las locomotoras Diesel con transmisión mecánica se emplean en las minas a cielo abierto de poca potencia y vía estrecha.

Las características fundamentales de las locomotoras Diesel se dan en la (Tabla 7.12).

TABLA 7.12. Características de las locomotoras Diesel

Parámetros	Tipo de locomotoras					
	MD54-4	T M-3A	T M-2	T M-1	T-3	T-10
Potencia, kW	41	750	880	738	2 x 1 470	300
Longitud entre enganches, mm	7 152	12 600	16 969	16 969	2 x 16 974	18 610
Fórmulas de los ejes	20 - 20	20-20	30-30	20-20	2(30-30)	30-30
Carril, mm	750	1 524	1 524	1 524	1 524	1 524
Paso de cohesión, kn	1 000	6 800	1 224	1 200	2x1 270	12 900
Carga sobre el eje, kn	25	170	204	200	210	215
Fuerza de tracción máxima, kn	24,0	200	205,5	200	404,0	249,0
Velocidad de diseño, km/h	20	60	100	100	100	100
Radio de curvatura mínimo, m	25	40	80	80	125	125
Tipo de transmisión	Mecánica	Hidráulica	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica

La mayoría de las locomotoras Diesel se construyen con transmisión eléctrica de corriente directa. Con el objetivo de utilizar máquinas asincrónicas más simples y confiables, actualmente se trabaja para crear transmisiones eléctricas de corriente alterna.

El estado actual de la construcción de locomotoras demuestra que en toda la gama de potencias se emplean, tanto la transmisión eléctrica como la hidráulica.

El equipamiento en las locomotoras Diesel modernas se montan en bloques, los cuales permiten su desmontaje fácil para la reparación. Con el objetivo de disminuir el volumen y el peso de las estaciones refrigerantes se emplean sistemas de agua con una pequeña presión de entrada. Para disminuir el número de agregados y bajar el peso de la locomotora se utiliza la ventilación centralizada, durante la cual un ventilador y un filtro general satisfacen la limpieza del aire de todas las máquinas y los agregados.

Locomotora Diesel TGM-3

El bastidor principal de la locomotora y la instalación Diesel de fuerza con el equipamiento complementario, se apoya sobre dos carretillas de ejes. En la locomotora se encuentra instalado un motor de cuatro tiempos Diesel de 12 cilindros tipo M-753 y transmisión mecánica, consta de un hidrot transformador y la caja variable de transmisión, de donde la potencia se transmite a través de otros ejes de cardanes al reductor axial, situado en cada uno de los cuatro ejes de la locomotora. En la cabina del maquinista se sitúa la pizarra de control y mando de la locomotora.

La locomotora Diesel TEM-1, con transmisión eléctrica tiene un peso de cohesión de 123,5 t y una potencia de 1 000 HP en el motor Diesel. El equipamiento de la locomotora se monta en el bastidor principal, el cual se instala sobre dos carretillas de 3 ejes. La caja de la misma consta de 5 partes: cámara de refrigeración, departamento de máquina, cámara de alto-voltaje, cabina del maquinista y el compartimento de las baterías del acumulador. En la cabina está situada la pizarra con los equipos de mando de la locomotora.

El mando de la locomotora se lleva a cabo girando un control de 8 posiciones. En el árbol del motor Diesel 2D50 se encuentra el generador principal. Además, se pone en rotación el compresor, los ventiladores de refrigeración de los motores de tracción, el generador para la alimentación de la cadena de mando y el alumbrado, y el ventilador del refrigerador. Como resultado de modificaciones

sobre la base de la locomotora TEM-1 se creó la locomotora térmica TEM-2 con un motor Diesel de 1 200 HP.

Para las locomotoras eléctricas es característico que la potencia empleada en la tracción, es decir, la potencia en las periferias de las ruedas motrices, alcanza de 75 a 80 % de la potencia creada por los motores Diesel. El resto, 20-25 % de la potencia, se gasta en poner en movimiento el sistema de refrigeración de las máquinas auxiliares, etcétera.

La experiencia que se posee sobre el empleo de locomotoras Diesel en el transporte sobre rieles en las canteras, demuestra un conjunto de ventajas de explotación.

Con el uso de locomotoras Diesel se evita la necesidad de la red de contacto, la cual encarece el transporte y trae considerables complicaciones en el trabajo de la cantera. Actualmente en las canteras el costo de las redes de contacto alcanza 12-15 % del costo total de transportación. Cuando existe la red de contacto se dificultan los trabajos con explosivos, el traslado de las excavadoras de frente y el traslado por las vías férreas de equipos con dimensiones no convencionales (máquinas de perforación, grúas, etcétera).

Al analizar el resultado del trabajo de las locomotoras Diesel en las canteras, se puede admitir que éstas son más efectivas en las canteras poco profundas con vías muy largas. Los gastos de capital en la obtención del equipamiento principal para el transporte con locomotoras Diesel es de 15-20 % mayor que con locomotoras eléctricas.

La autonomía de las locomotoras térmicas permite: disminuir el plazo de los trabajos mineros principales; disminuir el tiempo en la colocación de vías no electrificadas, disminuir las pérdidas de tiempo cuando se realizan trabajos con explosivos (para desconectar la red de contacto), y aumenta la productividad del complejo de carga-transporte en 10-15 %.

Cálculo del transporte con locomotoras Diesel

El cálculo del transporte con locomotoras térmicas (Diesel) es análogo al de las locomotoras eléctricas estudiado en el capítulo anterior, con algunas particularidades que pueden estudiarse a continuación.

1. La fuerza de tracción de la locomotora Diesel está limitada por la potencia de los motores Diesel y también por el calentamiento del generador y por los motores de tracción eléctricos.

De la ecuación del trabajo de las ruedas en movimiento de la locomotora y el trabajo del gas en los cilindros del motor, en una rotación de la rueda, la fuerza de tracción será:

$$F = \frac{nd^2 l}{0,2 D Z} p_i \eta_m i \eta_t$$

Donde:

- n : es el número de cilindros del motor;
- l : es la carrera del pistón, m;
- d : es el diámetro de los cilindros, cm;
- Z : es el número de emboladas del pistón durante un ciclo;
- D : es el diámetro de las ruedas de la locomotora, m;
- P_i : es la presión indicada, media, MPa;
- i : es la relación entre la frecuencia de rotación del motor con respecto a la frecuencia de rotación de las ruedas de la locomotora;
- η_m : es el coeficiente de rendimiento mecánico del motor de la locomotora (toma en cuenta, aparte de las pérdidas mecánicas, las pérdidas en los mecanismo auxiliares de todo el agregado);
- η_t : es el rendimiento de la transmisión desde el árbol del motor hasta las ruedas de la locomotora.

El parámetro variable principal en la expresión para F_t , lo representa la presión indicada media p_i , que depende de la cantidad de combustible que llega al cilindro y la calidad de la mezcla aire-combustible. En los motores modernos, para el aumento de la presión indicada media p_i , se emplea de forma muy efectiva la sobrealimentación del motor (el aire se suministra en el cilindro con cierta presión).

En las locomotoras térmicas con transmisión eléctrica, el generador transforma la potencia efectiva del motor de combustión interna de potencia eléctrica:

$$N_c \eta_c = N_g \eta_g \frac{VI}{1000} \quad , \text{ kW} \quad (7.90)$$

Donde:

- N_g : es la potencia del generador, en kW;
- η_g : es el rendimiento del generador;
- V : es la tensión, en V;
- I : es la intensidad de la corriente, en A.

La potencia desarrollada en las ruedas de la locomotora Diesel:

$$N_t = N_g \eta_c \eta_{mt} = N_c \eta_g \eta_c \eta_{mt} \quad , \text{ kW} \quad (7.91)$$

Donde:

- η_c : es el coeficiente que toma en cuenta las pérdidas de energía para las actividades complementarias (motores de los ventiladores, compresión del sistema de refrigeración, etcétera);
- η_{mt} : es el rendimiento del motor eléctrico y la transmisión dentada.

La fuerza tangencial de la locomotora Diesel se determina por:

$$F_t = \frac{3600 N_t g}{V} = 3600 \frac{N_c}{V} g \eta_g \eta_c \eta_{mt} \quad , \text{ N} \quad (7.92)$$

1. El peso del conjunto se determina de la condición del movimiento con la pendiente predominante i_p , con una velocidad constante durante la obtención de la fuerza de tracción máxima, según diseño (7.58) y según la cohesión (7.59).

El valor de F_t viene dado en la (Tabla 7.14), y se toma igual que en las locomotoras eléctricas de minas de corriente continua. Para las locomotoras térmicas con transmisión eléctrica también se determina el peso del conjunto de la condición del movimiento con la pendiente media i_m (7.56) con la velocidad constante, cuando se obtiene la fuerza máxima de tracción según el calentamiento de los motores. En la expresión (7.58) se coloca el valor de la fuerza de tracción que corresponde a la limitada por la intensidad de la corriente prolongada.

El peso del conjunto se controla según el frenado (7.63), tomando $t_p=7$ s, y $l_p=300$ m, y en la arrancada, tanto por la cohesión (7.59) como por diseño. En el último caso se coloca el valor de la fuerza de tracción máxima, según diseño de la (Tabla 7.14). Para las locomotoras térmicas con transmisión eléctrica, además de esto, se realiza el control en la arrancada, según el calentamiento de los motores, colocando en (7.59) el valor de la fuerza de tracción que corresponde a la limitada por la corriente de arrancada.

CAPÍTULO VIII

Transporte automotor

Papel del transporte en el laboreo a cielo abierto

En el proceso de laboreo a cielo abierto, el transporte tiene una importancia fundamental. De cuan efectivo, constante y productivo sea, depende el éxito de la explotación del yacimiento y la obtención de parámetros técnico-económicos más eficientes.

En las condiciones actuales, cuando se extraen y transportan en las canteras enormes volúmenes de masa minera y se trabaja a grandes profundidades, el transporte predetermina el método de apertura, el sistema de laboreo del yacimiento y conjuntamente con ello, la escala de los trabajos y los índices económicos de toda la unidad.

Con los volúmenes anuales de producción actuales, el transporte de cargas en las canteras puede alcanzar al año de $1\ 500$ a $2\ 000 \times 10^6$ t/km, la distancia de transportación en un solo sentido será de 20 a 25 km, y la longitud total de los tipos de comunicaciones de transporte en las canteras será de 400 a 500 km.

Tales volúmenes de trabajo en la cantera traen como consecuencia que se emplee en el transporte hasta 55 % de la plantilla de trabajadores de la cantera, al mismo tiempo, la parte de los gastos de transporte puede alcanzar hasta 70 % del costo total de la masa minera.

Para la disminución de la laboriosidad y el aumento de la economía en las canteras grandes con mucha profundidad en su laboreo, surge la tarea de la creación principalmente de una nueva tecnología, con tipos de transporte más progresivos y una nueva técnica productiva.

En las canteras modernas han recibido mayor uso tres tipos de transporte: ferroviario, automotor y transportadores de bandas. Es de suponer que en los próximos años estos tipos de transporte conserven su situación dominante.

Los más perspectivas en el futuro son el transporte automotor y los transportadores de bandas.

El transporte automotor como transporte individual o combinado con otros tipos de transporte ha recibido un amplio desarrollo en las canteras en las últimas décadas.

Con los medios de transporte a cielo abierto se trasladan las rocas y el escombro a las escombreras internas o externas, y el mineral al punto de procesamiento o de carga del transporte exterior.

La particularidad del trabajo del transporte a cielo abierto está representada por la existencia de grandes ascensos y descensos, la temporalidad de las trazas, de los cambios de los puntos de cargas y descarga, alta intensidad y densidad del movimiento de los medios de transporte.

Clasificación del transporte a cielo abierto

El transporte a cielo abierto se divide en dos grupos:

- Transporte cíclico (discreto), sobre rieles y sin ellos, máquinas de arranque y transporte (traillas, cargadores, buldóceres).
- Transporte continuo: transportadores; transporte hidráulico y neumático; transporte aéreo de cable (funicular) y transporte por gravedad.

Según la dirección de transportación de la masa, se destacan cuatro grupos de esquemas:

- Transportación en el espacio laboreado de la cantera en dirección transversal.
- Transportación en el espacio laboreado de la cantera siguiendo su perímetro.
- Fuera de los límites de la cantera, en dirección transversal a su eje longitudinal.
- Fuera de los límites de la cantera, por su perímetro.

Los dos primeros grupos se emplean para la transportación, principalmente del escombro o roca estéril, y los dos últimos se emplean tanto para escombro como para mineral. El grupo más utilizado es el (d) debido a que permite la disposición más racional de las comunicaciones.

Vías de comunicación en las minas a cielo abierto

En el transporte automotor desempeñan un papel fundamental las vías. Éstas se emplean para el traslado del mineral o el escombro por caminos, desde las intersecciones de los caminos que se usan para las excavadoras, hasta los puntos de descarga y durante un plazo relativamente largo, en cuyo caso se denominan permanentes, y los caminos que se utilizan para el paso de la excavadora y para llegar a ella, más tarde durante el proceso de extracción en el frente de trabajo, los mismos se denominan provisionales y generalmente duran mientras existe el frente de trabajo determinado.

Los caminos permanentes se utilizan en la superficie de la cantera, en las trincheras principales, en los escalones laboreados de la cantera o en los sectores de la escombrera.

El parámetro fundamental que caracteriza las dimensiones y la construcción de la vía, es la intensidad de carga de la vía, o sea, la cantidad de carga en toneladas que se traslada por un sector determinado de la misma en la unidad de tiempo.

En dependencia de la intensidad de carga, la vía puede clasificarse por categorías:

I categoría: vías con más de 2×10^6 t/año de carga.

II categoría: vías desde 2×10^6 a 300 000 t/año de carga.

III categoría: vías con menos de 300 000 t/año de carga.

Para cada categoría de vía debe establecerse por el equipo de proyectistas la velocidad de movimiento máxima, ancho del área de rodamiento, la mayor pendiente, el radio mínimo de curvatura, tipo de cubierta, etcétera.

La vía para camiones (Figura 8.1) consta de la capa de tierra y la cubierta, formando la parte transitable y las construcciones de drenaje.

La capa de tierra debe tener resistencia independientemente de los cambios de temperatura y los regímenes lluviosos, esto se consigue, haciendo las capas de suelo estables y el drenaje de las aguas de la superficie y del suelo.

La capa de tierra de las vías para camiones, como en el caso del ferrocarril, se produce en forma de relleno, excavaciones o en lugares de nivel cero, según perfiles típicos. La pendiente de los taludes de los rellenos, con una altura igual a 1 m, se toma de 1/1,5 hasta 1/3; más de 1 m, entonces 1/1,5. El relleno conviene hacerlo con material de un solo tipo. Cuando se emplean tierras diferentes, la de

abajo debe ser una capa de tierra con peores condiciones de drenaje, por lo que se le hace una pendiente transversal.

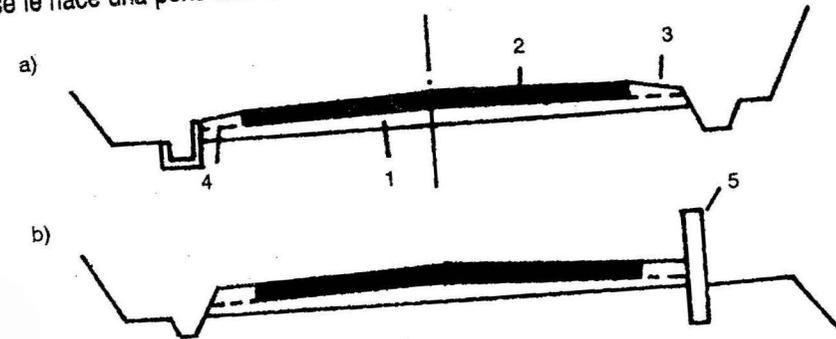


FIGURA 8.1. Perfil transversal para las vías de automóviles.

a) Cuneta en rocas fiables.

b) En rocas duras.

1. Capa de tierra / 2. Cubierta / 3. Borde / 4. Sistema de desagüe / 5. Protector.

Para el drenaje del agua desde la capa de tierra a lo largo de la vía, se construyen cunetas con pendientes longitudinales de 2 a 4 %. En tramos de declive se construye desde la cima, canalones.

El ancho de la capa de tierra se compone del ancho de las partes transitables y dos bordes (Figura 8.1).

La parte transitable recibe la carga fundamental del equipo rodante, y en las vías principales se cubre con materiales en dependencia de las dimensiones del conjunto rodante, velocidad de movimiento y número de vías.

En las canteras se emplean diferentes esquemas de movimiento de las máquinas: movimiento en encuentro para caminos de una sola vía; encuentro para caminos de dos vías (cuando esto ocurre una de las vías, se considera la de carga) y el movimiento anular o de flujo por una vía.

El ancho de la carretera o camino en dependencia de si es de una sola vía o dos, será (Figuras 8.2 y 8.3).

$$B_1 = A + 2n \quad , \quad m \quad (8.1)$$

$$B_2 = 2A + m + 2n \quad , \quad m \quad (8.2)$$

Donde:

A : es el ancho del automóvil, m;

n : es el ancho de los bordes sobrantes de la franja rodante, 0,4-1,0 m;

m : es la holgura entre dos máquinas al encuentro.

La superficie de la vía se construye con inclinación para el desagüe o drenaje del agua.

Las vías se construyen con una o dos pendientes. Las de dos pendientes se construyen en la superficie y en los tramos rectos de las trincheras principales. Las de una sola pendiente se construyen en las vías en forma de lazo y espiral, así como, en los caminos de escombreras y de los frentes de trabajo.

En las curvas de radio mayor de 200 m y menos, para facilitar el tránsito por el tramo curvo, en las vías permanentes, en las canteras se realiza el paso de perfil transversal de dos pendientes al de una sola pendiente (peralte) aumentando progresivamente el margen de la vía.

El trazado de las vías de la cantera se realiza a partir del menor volumen del movimiento de tierra, especialmente en la superficie de la cantera. Aunque debe de satisfacer el movimiento sin peligro de los automóviles con la mayor velocidad posible.

La vía en el plano consta de tramos rectos que se unen con curvas. En las curvas se disminuye la velocidad de traslación de la máquina, sin embargo, las curvas de radio pequeño permiten emplear más la ventaja fundamental del transporte automotor, su maniobrabilidad.

A continuación podemos observar los radios de curvatura para los camiones con diferentes capacidades de carga.

El perfil longitudinal de la vía se proyecta en forma de línea suave, conteniendo las plataformas, las pendientes y curvas verticales que unen los tramos con diferentes pendientes.

Cuando se selecciona la pendiente de cálculo (predominante) se toma en cuenta la profundidad de la cantera, la intensidad del movimiento, las condiciones de tracción de la máquina, las particularidades climáticas de la zona. Al tomar grandes pendientes disminuimos considerablemente el volumen del movimiento

de tierras, sin embargo, disminuye la velocidad del movimiento del automóvil, la productividad de la vía y la seguridad del movimiento. Por esta razón se lleva a cabo el cálculo de la pendiente óptima, basado en valoraciones técnico-económicas empleadas con los parámetros técnico-mineros, al tomar en cuenta las características de tracción de las máquinas y la seguridad en el movimiento.

TABLA 8.1. Radio de curvatura para camiones con diferente capacidad de carga

Condiciones de la vía	Radio de curvatura para camiones con capacidad de carga, m				
	25-30	40-45	70-80	110-120	170-180
Vía permanente de gravilla en la cantera	50-60	50-60	50-60	50-60	50-60
Curvas circulares	20-30	30-35	35-40	34-40	40-45
Vía provisional en cantera	12-15	12-15	15-20	17-20	20-25
Entrada en lazo para cargar	10-11	12-13	12-14	14-15	18-20

Para los camiones modernos, el valor de la pendiente predominante según estas observaciones, prácticamente se limita a 70-90 %. El tramo de vía que tenga una longitud considerable de cubierta de hormigón armado debe tener una pendiente no mayor de 70 % cuando se transportan rocas duras, y no más de 60 %, cuando se transportan rocas arcillosas. No se debe admitir pendientes que sobrepasen el 100 %, ya que así aumenta rápidamente el desgaste de los neumáticos y el sistema de transmisión de la máquina.

Las pendientes en el sentido vacío se limitan por las condiciones de seguridad del movimiento y habitualmente alcanza de 120 a 130 %.

Cuando coincide el ascenso con una curva, se recomienda suavizar la pendiente longitudinal del perfil en el valor.

$$\Delta_i = 30 \frac{(200 - R)}{200} \quad , \quad \% \quad (8.3)$$

En lugares donde se interrumpe el perfil longitudinal, y además la diferencia de las pendientes mezcladas sobrepasa 100 %, se hacen curvas verticales para aumentar la suavidad del movimiento del material rodante. Para velocidad-

des entre 20-40 km/h, los radios mínimos de las curvas convexas alcanzan valores entre 200 y 500 m, y en las curvas cóncavas 150-200 m. La pendiente del peralte se toma entre 20-60 %.

En los tramos curvos para el movimiento con seguridad, la parte rodante de la vía se realiza con ensanchamiento. El tamaño del ensanchamiento depende del radio de curvatura y para la parte rodante de la doble vía, puede determinarse por la siguiente expresión.

$$b = \frac{l^2}{R} + \frac{0,1v}{\sqrt{R}} \quad (8.4)$$

Donde:

l : es la distancia desde el parachoques delantero hasta el eje trasero de la máquina, m;

R : es el radio de curvatura, m;

v : es la velocidad de cálculo de la máquina, km/h.

Para radios de curvatura entre 20 y 30 m, el ensanchamiento de la parte rodante de la vía es de 1,5 a 2 m. Cuando se trata de una sola vía, el ensanchamiento disminuye a la mitad. Éste se realiza en forma progresiva (en una longitud no menor de 20 m) disminuyendo el ancho de los rebordes (con esto el ancho de los rebordes deberá mantenerse no menor de 1 m).

Los esquemas de las vías y el movimiento de los automóviles, se determinan por las características técnico-mineras del laboreo del yacimiento, la dirección y la distancia de transportación del escombro y/o el mineral.

La disposición de la vía y la dirección del movimiento por ella se determina por el método de apertura del yacimiento. Con el uso del transporte automotor la comunicación de los niveles de trabajo de la cantera con la superficie se realiza por medio de trayectorias rectas, en espiral, de lazo y combinadas.

La trayectoria recta se emplea cuando se laborean yacimientos de yacencia horizontal y suavemente inclinados, cuando las canteras se caracterizan por una longitud considerable y una profundidad relativamente pequeña y en las canteras, en colinas o montañas (Figura 8.4).

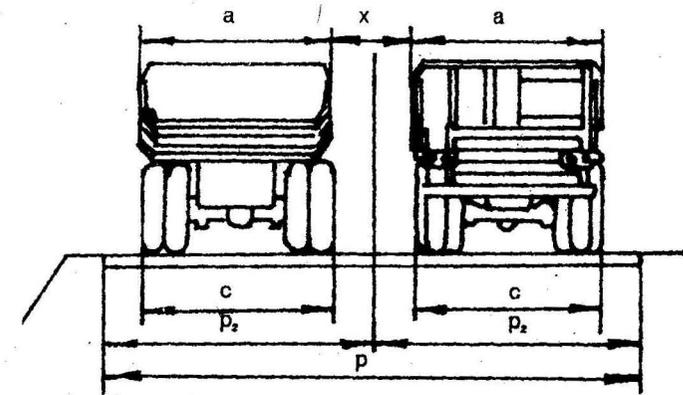


FIGURA 8.2. Zona de paso de la vía con movimiento en doble sentido.

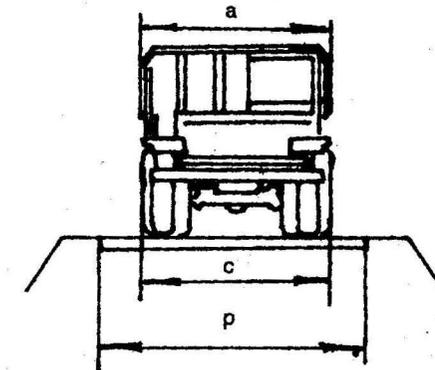


FIGURA 8.3. Zona de paso de la vía de un solo sentido.

La trayectoria en espiral (Figura 8.5) se emplea en las canteras profundas. Con trayectoria en espiral se admiten grandes radios y altas velocidades de traslación.

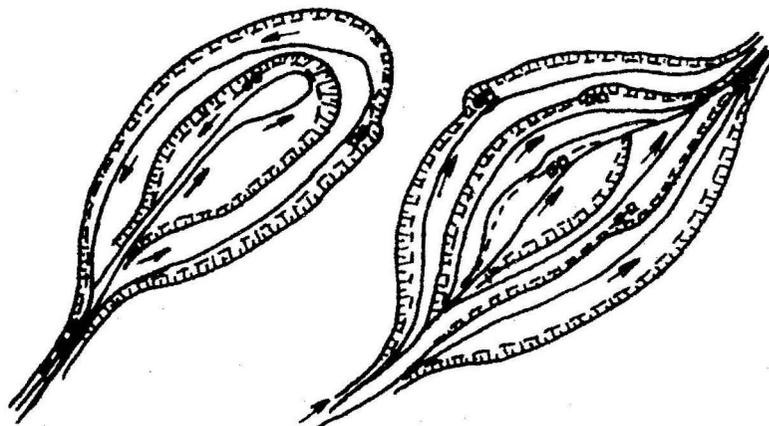


FIGURA 8.4. Entradas rectas para transporte automotor.

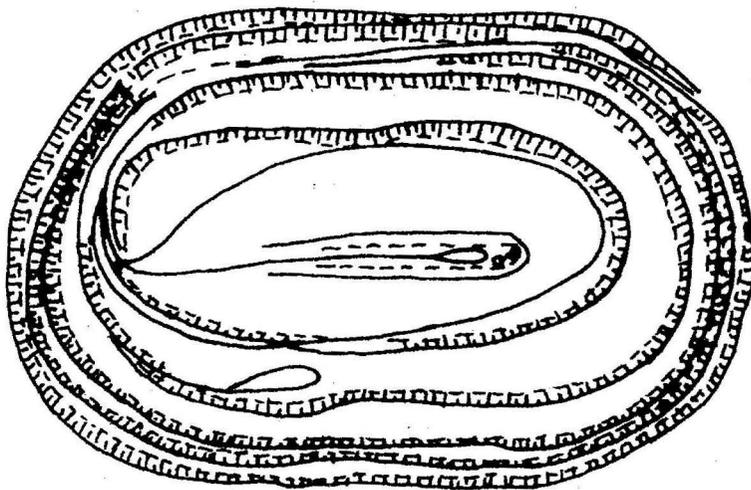


FIGURA 8.5. Entradas en forma de espiral.

La trayectoria en lazo (Figura 8.6) se emplea cuando la profundidad de la cantera es considerable o el laboreo del yacimiento se produce en la ladera de una loma o montaña, además cuando se hace imposible utilizar una trayectoria recta. La unión de las ramas individuales del lazo se realiza con arcos y serpentinatas (Figura 8.7).

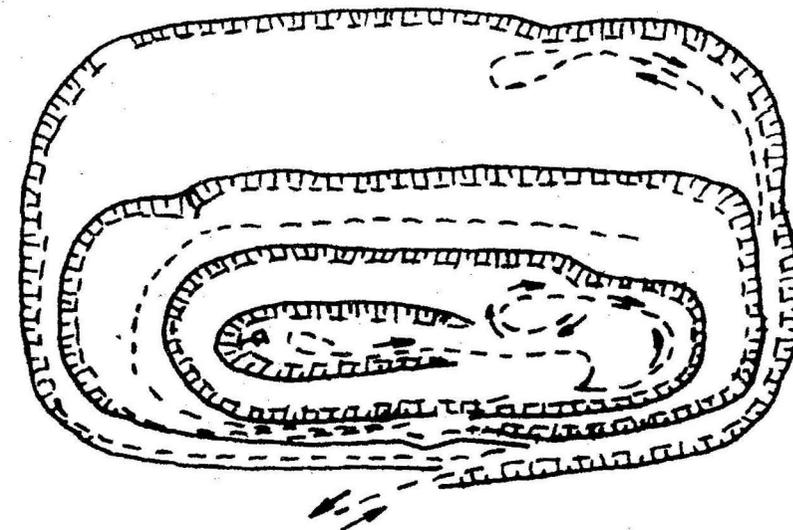


FIGURA 8.6. Entradas en lazo.

La trayectoria combinada se emplea en la mayoría de las canteras con transporte automotor. Comúnmente la forma de espiral pasa a la forma de lazo.

La cubierta de la vía de la franja rodante se emplea con el objetivo de poder realizar el movimiento del equipo rodante con altas velocidades y de preservar la vía de la construcción, bajo la acción física de los equipos y los factores climatológicos naturales. La superficie del revestimiento de la vía también debe poseer suficiente rugosidad, de modo que satisfaga una cohesión estable en las ruedas.

La cubierta de la vía debe constar de una o varias capas. La capa superior o capa de rodamiento, caracteriza las cualidades de explotación de la vía, es decir, cohesión, irregularidades, etcétera, la capa inferior o de apoyo satisface la resistencia de la construcción. La capa de apoyo se distribuye en la base de la vía cumpliendo la función de capa drenadora y transmitiendo la carga sobre la capa de tierra. En las canteras se emplean fundamentos artificiales solamente en los

casos en que se extiende por debajo es aluvión, pizarras arcillosas y rocas similares que varían sus propiedades bajo la humedad. Los materiales que se emplean para el basamento de la vía pueden ser: calizas, areniscas y otras rocas que se obtienen frecuentemente cuando se realiza el destape en la cantera.

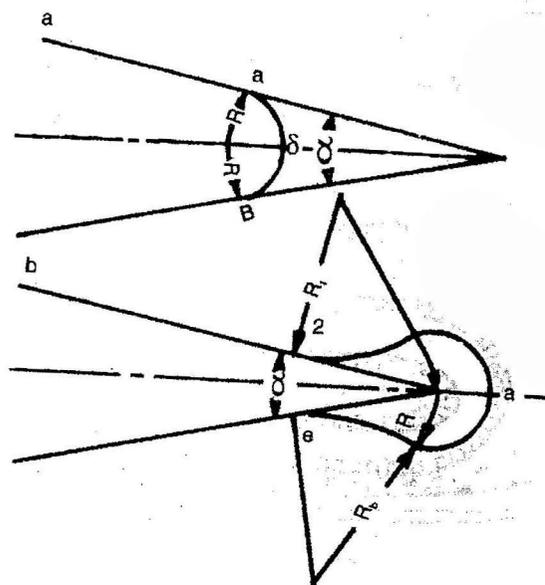


FIGURA 8.7. Empalmes de tramos de vías para autos.
a) Circular.
b) Serpentina.

Sobre calizas, areniscas, y otras rocas de elevada resistencia no se prevé el fundamento artificial de la vía.

La construcción de la base de la vía y la cubierta de la misma se elige en dependencia de la intensidad del movimiento de las cargas, plazo de explotación de la vía, presencia de materiales para su construcción en el lugar, condiciones climatológicas y del suelo, entre otras.

Las cubiertas de las vías pueden clasificarse según sean perfeccionadas, transitorias o inferiores.

Las cubiertas perfeccionadas son de hormigón, hormigón armado; ambas además, pueden ser asfaltadas y de gravilla negra (desplazadas en caliente) y de grava y gravilla negra (elaborados con materiales conglomerantes).

Las cubiertas del tipo transitorio pueden ser de suelos, mejoradas con grava o gravilla.

Para la selección del tipo de cubierta de la vía, en primer lugar se valora su resistencia y su durabilidad.

La cubierta más empleada para vías permanentes en las canteras, es la de gravilla (con diámetro hasta 70 mm). más efectivo es trabajar la cubierta de la vía con gravas o gravillas negras, es decir, ligadas con sustancias bituminosas. La profundidad del impregnado alcanza de 8 a 12 cm. Esto reguarda la cubierta, le da una gran regularidad, disminuye considerablemente la formación de polvo. El laboreo de la vía con materiales conglomerantes es más perspectivo para las vías de las canteras.

Con el aumento de la capacidad de carga de las máquinas, las vías estacionarias se fabrican frecuentemente con cubiertas monolíticas de hormigón, que se caracterizan por alta resistencia y durabilidad.

La construcción de las vías provisionales se diferencia bastante de la construcción de las vías permanentes. Las vías provisionales se perfilan principalmente con buldócer y se aplanan con compactadores. El fundamento para la capa rodante es la roca o material de destape. Con el aumento de la capacidad de carga de las máquinas y la intensidad de las cargas sobre la vía se hace necesario utilizar cubiertas de vías más perfectas.

Mantenimiento de las vías

Las autovías se encuentran continuamente bajo la acción del agua, viento, cambios de temperatura y cargas del equipo móvil, que traen consigo un conjunto de daños progresivos, pérdidas de la resistencia del revestimiento o cubierta de la vía y de su regularidad. Particular influencia negativa sobre el estado de la vía, lo producen las aguas del suelo y de la superficie. Del agua del suelo, la vía se ablanda y el paso por ella se dificulta. El exceso de humedad en las cubiertas de gravilla, favorece la aparición de zanjas o cárcavas.

En periodos calientes del verano, el pavimento asfaltado, la gravilla y la grava negra se ablandan y se ponen plásticas. En los países de clima templado, las carreteras o vías del mismo material anterior, se agrietan.

Además de los factores naturales, sobre las vías actúan también las cargas del equipo móvil. La fuerza vertical depende del peso que produce el camión. Cuando se mueve el vehículo por una curva de radio pequeño, la carga vertical aumenta considerablemente. A lo largo de la cubierta de la vía, actúan las fuerzas

tangenciales (principalmente cuando se frena), provocando daños en forma de ondulaciones y corrimientos.

Para lograr un movimiento continuo sin peligro de los vehículos con las velocidades establecidas y las cargas en las condiciones de la cantera, se crea el servicio de mantenimiento de la vía.

Los trabajos de reparación de las vías se componen de mantenimiento, y reparación media y capital. Al mantenimiento corresponden los trabajos de atención de la vía y las construcciones de ésta, así como la limpieza de las mismas, lo cual se debe producir en el curso de todo el período de trabajo del equipo rodante.

Así, en el período de lluvias, es característico el desagüe del exceso de humedad de la capa de tierra y en tiempo de sequía, prevalecen los trabajos de nivelación de la vía, riego y limpieza del polvo de la cubierta, suciedad y materiales que caen de la caja del camión.

En las condiciones de laboreo a cielo abierto, un significado fundamental lo tiene la lucha contra la formación de polvo sobre la vía, por cuanto, el polvo empeora las condiciones de trabajo de los choferes y aumenta el desgaste de las máquinas. Existe un conjunto de métodos de lucha contra la formación de polvo, entre los cuales se considera fundamental, el riego de la franja rodante con agua con cloruro de calcio, e incluso productos de petróleo. Se recomienda utilizar soluciones de calcio, magnesio, sodio o colas de industria de sales que contengan cloruro de calcio. Orientativamente, el gasto de cloruro de calcio, para la eliminación del polvo en la vía, alcanza 0,6 kg/m². Sin embargo, el cloruro de calcio no se considera conglomerante, por eso su uso en climas muy calurosos y secos es poco efectivo.

Para usarlo con estos fines, el petróleo, líquidos bituminosos, se emplean cantidades entre 0,8-1,25 kg/m, el plazo de acción de un riego alcanza de 2 a 8 meses.

La reparación corriente consiste en la prevención, reparación inmediata de los daños ligeros de la vía y de las construcciones viales, entre las cuales se encuentran principalmente, el tapado de las grietas y de los baches, eliminación de los agujeros, relleno de los baches, nivelación de la vía y corrección de los pequeños defectos de la capa de tierra.

La reparación media se realiza una vez cada 1-2 años y se destinan a la liquidación del desgaste de la vía. Entre los fundamentos se encuentran, la elaboración superficial de la cubierta de hormigón asfaltado, grava y gravilla negra,

cambio de algunas placas, nivelación de la cubierta, agregando grava o gravilla negra donde sea necesario.

La reparación capital o general se realiza una vez cada 10 ó 12 años y se afectan los trabajos destinados a eliminar completamente el desgaste de todos los elementos y construcciones de la vía, aumento de la resistencia de la cubierta de ésta, y además, llevar las dimensiones de los elementos de la vía hasta la norma de la categoría correspondiente.

Conocimientos generales sobre el equipamiento de los automóviles de gran capacidad

Constructivamente el equipo rodante (camiones) de transporte en las canteras, se divide en dos grupos principales: camiones y remolques.

El camión es una máquina con caja situada en su bastidor que se descarga por volteo hacia atrás o lateral.

El remolque es una máquina cuya caja en un extremo se apoya en el equipo de enganche del remolcador y el otro extremo se apoya sobre uno o dos ejes móviles. Pueden descargar según su designación, hacia atrás, a través del piso o volteando la caja hacia el lado.

Las exigencias de los vehículos de las canteras son las siguientes:

- Carga y descarga completa para acortar el tiempo de estas operaciones.
- Alta maniobrabilidad para hacer un trabajo efectivo en las condiciones estrechas de las excavaciones mineras (en los frentes y canteras).
- Gran estabilidad y buen rodaje de paso en condiciones de relieve difíciles y movimiento por caminos malos.
- En los ascensos y los descensos prolongados, característicos para las condiciones de canteras, tener capacidad para desarrollar suficiente velocidad en relación con la necesidad de acortar el ciclo de trabajo de la máquina.

Desde el punto de vista constructivo, en los límites permisibles de las cargas sobre los ejes, es racional la creación de camiones con dos ejes, lo cual simplifica la construcción, aumenta la confiabilidad, la característica dinámica de tracción, la maniobrabilidad. Para el traslado de cargas ligeras (carbón, pizarras) se necesita un gran volumen de la caja, aunque es preferible la utilización de camiones articulados con descarga por el piso.

Cuando se construyen los automóviles de canteras, se selecciona la interrelación de los motores con la cabina, así como, los esquemas constructivos de los chasis (Figura 8.8 a, b, c, d). De acuerdo con la disposición entre el motor y la cabina, se emplean dos esquemas: un esquema en el cual la cabina se sitúa después del motor (MAZ-525) (Figura 8.8 a) y el esquema en el cual la cabina está al lado del motor (Figura 8.8 c, d, e). El último esquema, usando cabina en un solo lugar, obtuvo gran popularidad, debido a que satisface una alta compatibilidad del automóvil a pesar de que trae consigo una determinada complejidad en la parte de llegar a los elementos individuales del motor y dificulta el confort del chofer, por cuanto el motor se sitúa inmediatamente cerca de la cabina. El esquema constructivo del chasis, en gran medida define la masa de la máquina y satisface en primer orden su maniobrabilidad. En la mayoría de los casos se usan esquemas con las ruedas delanteras direccionales para una fórmula de ruedas 4x2 (Figura 8.8 b). Un esquema original es el empleado en la fábrica BELAZ, para camiones cuya fórmula de ruedas es de 4x4. El camión se conduce simultáneamente con el giro de los dos ejes por medio de un sistema de cilindros hidráulicos. Esto permite disminuir el chasis de la máquina, aumentar su maniobrabilidad y capacidad de carga debido al apoyo sobre ocho ruedas.

A veces se emplean construcciones cuyo chasis está dividido en dos partes y unidos entre sí en forma abisagrada (Figura 8.8).

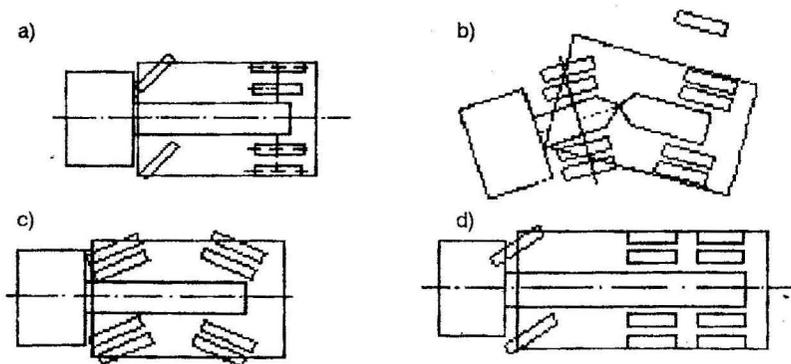


FIGURA 8.8. Esquemas constructivos de camiones.

Las partes fundamentales de los vehículos de canteras son: el motor, el chasis y la caja.

El motor es la fuente de energía mecánica, que pone en marcha la máquina, el que se emplea es de combustión interna. En las canteras se utilizan camiones de gran capacidad de carga sobre la base de motores Diesel donde se usan el gasoil o petróleo como combustible, cuya característica es el empleo de inyectores con una relación de combustión alta y la ausencia de bujías.

El encendido de la mezcla caliente en los cilindros de estos motores, se produce gracias al aumento de la temperatura del aire, debido a una compresión en el cilindro, a consecuencia de una alta relación de compresión los motores Diesel son altamente económicos y gastan combustible con respecto a la unidad de potencia en 35-40 % menos que los de carburador. El gasoil empleado como combustible es más barato que la gasolina, en esto consiste la ventaja fundamental de los motores de cilindrada Diesel (a pesar de la complejidad de su construcción).

Para los vehículos de las canteras se emplean motores de 4 tiempos de altas rotaciones, de 8 y 12 cilindros en V, con una potencia de 300 a 1 200 HP.

El aumento de la potencia de los motores es provocado por la elevación de los medios de gran capacidad del transporte automotor, se realiza basado en el aumento de la frecuencia de la rotación del eje del motor.

Con el acrecentamiento de la capacidad de carga y la potencia de las máquinas, es preciso y positivo el paso al motor turbo-gaseoso.

Las ventajas principales de los motores turbo-gaseosos serán: sencillez en la construcción, pequeña masa y dimensiones, arranque fácil aún a bajas temperaturas, poca toxicidad en los gases de escape.

Las desventajas serán: aumento brusco del gasto de combustible (de 2 a 2,5 veces), alto costo y sensibilidad a la atmósfera de polvo.

El chasis une todas las partes y mecanismos para la transmisión del momento de rotación del motor, a las ruedas motrices, el tren de rodaje y los mecanismos de dirección.

El régimen de trabajo de los camiones de canteras se caracteriza por los violentos cambios de las cargas en el motor. La mayor utilización de la potencia se logra con el uso de transmisiones con un diapasón amplio en la regulación.

La transmisión de los automóviles de canteras deben satisfacer un conjunto de exigencias tales como: satisfacer el movimiento de la máquina cargada en los ascensos prolongados con altas velocidades; brindar un arranque suave; la transmisión deberá posibilitar el aumento de la duración del motor y la transmi-

sión de fuerza provocada por el amortiguamiento de los golpes y vibraciones; además facilitar el control de la máquina.

Los vehículos de gran capacidad de carga utilizan transmisiones de tres tipos: transmisión mecánica, electromecánica e hidromecánica.

La transmisión mecánica consta de acoplamiento de fricción y de caja de velocidad de engrane.

Al usar la transmisión mecánica, el motor no siempre trabaja en los regímenes más convenientes, ya que la relación de transmisión está limitada por un número determinado de combinaciones (4-5). Cuando se mueve la máquina en condiciones difíciles, hay necesidad de frecuentes cambios de velocidad que dificulta el trabajo del chofer. En algunos casos entre el motor y el embrague se instala un acoplamiento hidráulico para hacer más suave el trabajo de la máquina y facilitar las condiciones de acoplamiento de la transmisión.

La transmisión se usa racionalmente en campo hasta 15 a 20 t de capacidad de carga.

La transmisión hidráulica consiste en un agregado que contiene varios elementos: el reductor acorde 1, el hidrot transformador 2, la caja de velocidad de tres etapas 3, freno 4. El elemento fundamental de la transmisión lo representa el hidrot transformador, que permite cambiar la fuerza de tracción automática en las ruedas motrices del vehículo, debido a la creación en etapas del momento torsor. La energía del eje motor, al movido se transmite con ayuda del líquido, que llena el espacio anular entre la bomba y la turbina del hidrot transformador.

El reductor acorde se emplea para combinar las características del motor y del hidrot transformador. Consiste en una rueda, cilíndrica con dientes rectos, la relación de transmisión del reductor se determina por las condiciones más ventajosas de trabajo simultáneo del motor, y la transmisión hidrodinámica se logra con la introducción de una caja de transmisión (reductor de engranes) con el acoplamiento de la transmisión por medio de acoplamientos de fricción con dirección hidráulica. El eje motor de la caja de transmisión es el eje del hidrot transformador, el movido está unido a través de la barra de cardanes con el puente motor.

En el camión BELAZ-540 se usa una caja de velocidad de 3 etapas: primera velocidad, la cual se emplea para el movimiento por vías provisionales y una resistencia específica, superior a 118 N; segunda velocidad, cuando se mueve en ascensos con pendientes de 50 a 100 %, en vías permanentes; tercera velocidad, para el movimiento por los tramos horizontales en las vías permanentes.

En el conjunto de la transmisión hidromecánica la fábrica BELAZ incluye un freno decelerador del tipo de paleta, el cual crea un momento de frenaje en el

eje motor de la caja de velocidades. El freno se emplea para mantener la velocidad constante cuando el camión desciende sin frenos de tambora, lo cual asegura la seguridad del movimiento cuando los perfiles son difíciles en las condiciones de la cantera.

La experiencia ha demostrado que con el uso de las transmisiones hidromecánicas la velocidad media durante los ascensos aumenta aproximadamente en 15 % en comparación con la transmisión mecánica. El tiempo de cada disminuye dos veces.

La transmisión hidromecánica se usa convenientemente en los camiones de 20-50 t de capacidad de carga.

La transmisión electromecánica se emplea de forma efectiva por cuanto tiene un alto rendimiento, facilita la dirección y la obtención de características óptimas con diferentes regímenes de trabajo.

Con el equipo eléctrico, el motor trabaja en un régimen estable independientemente de las cargas en las ruedas motrices, gracias a la regulación por etapas de la velocidad en un amplio margen.

Con el uso de la transmisión electromecánica, es posible el uso del motor individual en cada rueda, y por consiguiente se pueden usar varios ejes motrices.

La transmisión electromecánica consta de: generador, el motor Diesel, la rotación, motores de tracción (uno o varios), que ponen a la rueda en movimiento y sistemas de regulación.

En la transmisión electromecánica puede utilizarse tanto la corriente continua como la alterna. El sistema con corriente directa que ha recibido bastante utilización (se emplea en el camión BELAZ-549) se distingue por su mayor simplicidad. Sin embargo, la gran masa y dimensiones de las máquinas eléctricas con corriente directa, obliga a la búsqueda de sistema con corriente alterna. En caso es posible el uso del generador sincrónico, motores asíncrónicos, alternadores de frecuencias a base de tiristores. La masa del equipamiento eléctrico con el sistema de corriente alterna, disminuye 25-30 %.

Uno de los elementos de la transmisión electromecánica lo es el motor de la rueda (Figura 8.9). En la llanta 1 de la rueda, se monta el motor de tracción con corriente directa o alterna 2, la rotación de la rueda 3, se produce a través del reductor planetario 4. La llanta une todos los elementos en un agregado único que recibe las cargas fundamentales. Con la instalación de fuerza del motor-rueda están comunicados cables flexibles.

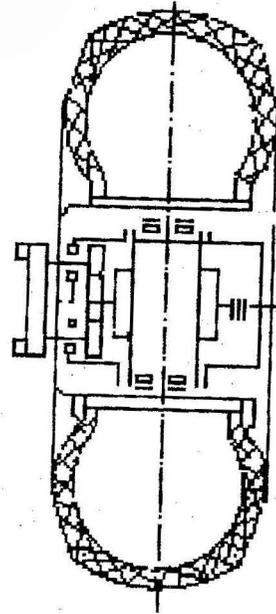


FIGURA 8.9. Rueda-motor del camión.

Con el uso de la transmisión electromecánica, pueden crearse medios de transporte automotor de tres tipos:

Trolebús-camión, con motores de tracción eléctricos (uno o varios) que reciben la energía eléctrica por contacto de una red de dos conductores; Diesel camión eléctrico, con una instalación Diesel-trolebús, que consiste en una combinación de las dos máquinas nombradas.

En los ascensos y en la superficie, donde las vías son estacionarias, la máquina se alimenta de la red eléctrica.

Para el trabajo en los caminos de los frentes y las escombreras, donde es racional desistir de la red de contacto, la máquina se equipa de una instalación Diesel auxiliar que hace rotar al generador.

La transmisión electromecánica se emplea ventajosamente en camiones mayores de 65 t. Se prevé la construcción sobre la base de este sistema de transmisión, camiones especialmente de gran capacidad de carga (110-180 t).

El conjunto de marcha del camión consta de los componentes fundamentales siguientes:

El bastidor que sirve de base, sobre el cual se fijan todas las partes del automóvil y su caja. El mismo consta de dos barras longitudinales soldadas en forma de caja, unidas con varias barras transversales. Los travesaños sirven para fijar los cilindros de suspensión y del mecanismo de volteo, así como, para la instalación de los dispositivos de remolque.

Los bastidores de los automóviles de cantera se fabrican con una resistencia que sobrepasa los valores normales, debido a que ellos sufren golpes de las cargas, cuando se llena el equipo con la excavadora.

La suspensión de los automóviles de cantera se caracteriza por los valores considerables de las cargas estáticas sobre los ejes. Cuando el camión se carga, y se aplica a la suspensión delantera, aumenta aproximadamente en 1,5 veces y la carga en el eje trasero más de 3 veces. También la acción dinámica, debido a las irregularidades de la vía, aumenta la carga en 2,5 a 3 veces. Para satisfacer el paso suave y la estabilidad durante el movimiento, en diferentes regímenes, la suspensión deberá poseer una rigidez variable, es decir, menor cuando se mueve vacío y mayor cuando lo hace con carga.

El uso de hojas de muelles no satisface las características necesarias de la suspensión. Por eso, en los vehículos nuevos de gran capacidad, se emplean suspensiones neumohidráulicas.

Las llantas y los neumáticos en los camiones de cantera se colocan en los ejes delanteros y traseros (2 delante y 4 detrás). La rueda consiste en la llanta y la goma. La llanta se emplea para el montaje en ella de las gomas y fijar la rueda con los cubos.

Los neumáticos de los camiones de cantera deberán responder a un conjunto de exigencias en particular y en primer orden, poseer resistencia al desgaste, a la ruptura y ser estable al calor.

El mecanismo de dirección consta del volante y del sistema de frenos. El volante se emplea para cambiar la dirección del movimiento, lo cual se realiza al girar las ruedas delanteras. Cuando se trata de camiones de gran capacidad, para evitar dificultades en la rotación de las ruedas, por el gran esfuerzo necesario, se utiliza un mecanismo hidráulico, cuyo émbolo hace rotar las ruedas delanteras. En tal caso, el sistema de dirección consta del mecanismo del volante (Figura 8.10), del amplificador hidráulico y del equipo del volante.

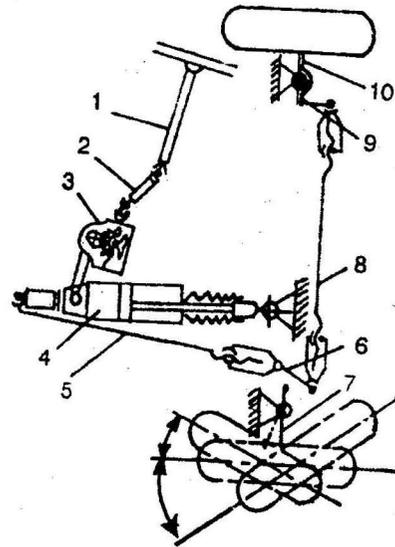


FIGURA 8.10. Esquema de mando del camión.

1. Barra del timón / 2. Árbol cardanes / 3. Mecanismo del timón / 4. Reforzador hidráulico / 5-10. Tracción y palancas para el control del timón.

El sistema de frenos actúa como elemento de seguridad durante el movimiento de la máquina en la cantera, y consta de: freno de trabajo con controles de pie, freno de parque auxiliar decelerador.

En calidad de freno de trabajo, se emplean zapatas de freno comunes con equipos neumáticos, que poseen suficiente seguridad.

Según la experiencia de la explotación, el rendimiento del freno de trabajo es satisfactorio en un espacio de frenado de 20 m, velocidad de 40 km/h, y deceleración media de 4,4 m/s².

Cuando se usa el equipo neumático (presión 0,6 MPa) baja la suavidad del mismo, crecen las dimensiones de los elementos del frenado. Al aumentar la capacidad de carga de los camiones, es necesario pasar al uso de equipos hidráulicos y electrohidráulicos para el frenado. El freno de parqueo se construye en forma de pares de fricción con equipos mecánicos, neumáticos o hidráulicos.

Para el trabajo seguro en descensos prolongados, se emplea el freno-decelador, el cual se destina para mantener constante la velocidad del camión debido a que contrarresta la energía cinética que se crea en el mismo.

Cuando se usa la transmisión electromecánica, puede todavía utilizarse otro tipo de freno. En este caso los motores de tracción trabajan en régimen generador y la energía producida se disipa en las resistencias eléctricas.

La caja del camión de cantera se fabrica en forma de plataforma, apoyándose sobre el bastidor y descarga ascendiendo hacia atrás. En los camiones articulados el volteo de la caja se produce por el piso, hacia el lado o atrás.

El ascenso de la plataforma y la apertura de la compuerta se produce con ayuda de un mecanismo hidráulico con mando a distancia.

La forma de caja más utilizada es en V, la cual permite que la máquina disminuya su altura y por consiguiente baje su centro de gravedad.

La caja es una construcción soldada, que consta de base formada por largueros, travesaños y bordes. El fondo se construye con planchas con un espesor de 18 a 25 mm. El borde posterior comúnmente no se construye. Solamente en los camiones destinados al traslado de materiales ligeros tiene borde posterior. La masa de la caja alcanza hasta el 30 % de la masa del camión.

El uso de cajas de aluminio permite elevar la capacidad de carga de los medios de transporte 10-15 %.

Las cajas de los camiones de cantera pueden ser comunes o de cama caliente, los cuales se emplean para transportar materiales pegajosos. Este tipo de caja tiene doble forro y una abertura que se comunica con los gases calientes del escape, los cuales salen por orificios en la parte posterior de la caja después de realizar el recorrido y calentar la caja. También en estos casos puede situarse cadenas que remuevan el material al desprenderse del fondo.

Parámetros fundamentales de los camiones de cantera

Los parámetros fundamentales de los camiones de cantera son: la capacidad de carga, potencia de los motores, la fórmula de ruedas y la capacidad de la caja, tara, coeficiente de tara.

La capacidad de carga representa el parámetro fundamental, el cual determina los parámetros técnico-económicos del transporte automotor en las canteras modernas, altamente mecanizadas.

El aumento de la capacidad de carga representa un método decisivo para el aumento del rendimiento del transporte automotor.

El costo de cálculo del transporte de la masa minera con los medios del transporte automotor varía en dependencia de su capacidad de carga, cuando ésta se eleva hasta 200 y 300 t, el costo de transportación disminuye en 1,5-2 veces.

La selección de la capacidad de carga óptima, es decir, la más ventajosa en condiciones determinadas de explotación, es una tarea del análisis técnico-económico.

Por medio de la modelación económico-matemática del trabajo de transporte arranque con excavadora, es posible revelar la dependencia y el grado de influencia de los parámetros fundamentales del equipamiento de transporte sobre los gastos de producción y optimizar la capacidad de carga del conjunto rodante.

En calidad de criterio de rendimiento, se emplea el parámetro de los gastos de producción, que permite tomar en cuenta simultáneamente las inversiones de capital y los gastos de explotación.

Por sus características, las minas donde se emplea el transporte automotor, se diferencian por una gran cantidad de parámetros de laboreo y por condiciones técnico-mineras, las mismas se pueden dividir en tres grupos:

- Canteras del tipo de superficie con cuerpo o capas horizontales o ligeramente inclinados y no profundos.
- Canteras del tipo profundo, las cuales se caracterizan por dirigir las cargas en ascenso y las condiciones de trabajo más difíciles.
- Canteras del tipo montañoso, para las cuales es característico el envío de la carga en descenso con pendiente.

Con los niveles de los costos actuales y perspectivas de las máquinas, es racional el aumento de la capacidad de carga de los camiones de canteras hasta 300 y 400 t. Con incrementos superiores de la capacidad de carga, el nivel de los gastos de producción comienza a elevarse.

La potencia del motor determina las propiedades de tracción explotación del vehículo. Su valor interrelaciona con su capacidad de carga, la velocidad técnica y el tipo de transmisión.

Desde el punto de vista de la explotación, el valor de la potencia se refleja en la productividad de la máquina, por cuanto, en gran medida determina el valor de su velocidad técnica de movimiento.

El calor de la potencia de los motores se determina por el régimen de trabajo específico en condiciones de las minas a cielo abierto. En el régimen de trabajo la potencia de los motores se manifiesta en toda su medida, prácticamente sólo en un tramo, cuando la máquina cargada asciende, en el resto de los tramos de la traza, cuando se mueve con carga por los caminos de frentes, vacío bajo una

pendiente y en el frente, entonces la velocidad de movimiento del automóvil se determina en primer lugar por las condiciones de la vía y el movimiento sin peligro.

Complementariamente, debe tenerse en cuenta que cuando se trabaja en zonas montañosas (1 000-2 000 m sobre el nivel del mar), la potencia de los motores disminuye en 10-15 %, como consecuencia de la combustión incompleta del combustible. La potencia disminuye considerablemente también por el calentamiento necesario de la caja con los gastos y la limpieza de los gases, usando estaciones neutralizadoras. Esto trae consigo una contrapresión en 60-70 mm de la columna de mercurio y la correspondiente disminución de la potencia útil. Por medio del análisis técnico-económico puede establecerse el nivel racional de la potencia de las máquinas de cantera. El aumento de la potencia implica el aumento de la velocidad técnica y la productividad del automóvil. Por otra parte, el aumento de la potencia, también provoca el aumento del costo de la máquina.

Existe un valor más ventajoso de la potencia de los motores, la potencia específica, es decir, la potencia en relación con el peso total de la máquina con carga, sus valores alcanzan de 7 a 8 H.P/t, para máquinas con una capacidad de carga entre 30 y 120 t.

Se denomina fórmula de ruedas al valor numérico de las ruedas del automóvil, además, la primera cifra significa el número total de ruedas, y la segunda cifra, representa el número de ruedas motrices.

La fórmula de ruedas tiene gran importancia, por cuanto con ella se determina la parte del peso total de la máquina que se convierte en esfuerzo de tracción, en otras palabras, en el peso de cohesión. Más abajo se dan los valores del coeficiente del peso de cohesión $k = Pm/P$ (donde: Pm , peso aplicado a las ruedas motrices; P , peso total de la máquina) para máquinas con diferentes fórmulas de ruedas.

Fórmulas de las ruedas	4 x 2	4 x 4	6 x 2	6 x 4	8 x 4
Coeficiente del peso de cohesión, k	0,65	1,0	0,4	0,7	0,5

El aumento del número de los ejes motores hace más compleja la construcción y eleva el costo de la máquina, sin embargo, esto en gran medida determina los límites de la pendiente de ascenso que es capaz de superar la máquina.

Las pendientes permisibles de la vía en función de la fórmula de las ruedas, y de la cohesión cuando el vehículo está cargado, pueden recomendarse en los siguientes límites (Tabla 8.2).

TABLA 8.2. Pendientes máximas permisibles de la vía

Fórmula de ruedas	Cubierta de pavimento, asfalto, grava, guijarro			Camino de tierra mojado		
	ψ	$\omega_o, \text{N/t}$	$i_{\text{máx}}, \%$	ψ	$\omega_o, \text{N/t}$	$i_{\text{máx}}, \%$
4 x 2	0,3-0,4	250-300	170-190	0,2-0,3	500-800	80-100
4 x 4	0,3	250-300	270-300	0,2	500-800	150-200
6 x 2	0,4	200-300	90-110	0,3	500-800	40-50
6 x 4	0,3-0,4	250-300	170-190	0,2-0,3	500-800	80-10
8 x 4	0,3-0,4	250-300	120-140	0,2-0,3	500-800	60-80

El movimiento por vías de hormigón asfaltado o con cubierta de grava y gravilla, permite pendientes de ascenso hasta 90 % (fórmula de las ruedas 6 x 2), 120 % (8 x 4) y 170 % (6 x 4), ya que prácticamente se limita por la potencia de los motores y los medios de frenaje. Cuando se trasladan los automóviles por los caminos de tierra mojados por la lluvia, disminuye considerablemente el coeficiente de cohesión, el ascenso límite de la máquina cargada llega correspondientemente a 50-70; 50-80 y 80-100 %.

La capacidad de la caja es uno de los parámetros fundamentales durante la construcción de la máquina. La misma debe tener correspondencia con las características del material transportable.

Por tal razón, la relación entre la capacidad de la caja y la capacidad de carga debe ser con la carga normal de la caja, la capacidad de carga del vehículo se emplea al máximo, es decir.

$$V_r \gamma = q, \quad t \quad (8.5)$$

Donde:

- V_r : es el volumen de la masa minera en las cajas, en m^3 ;
- γ : es el peso volumétrico a granel del material (en la caja), en t/m^3 .

Por cuanto $V_r = V_g K_{II}$ y $\gamma = \frac{\gamma_s}{K_e}$, la capacidad geométrica de la caja en condiciones del empleo de la capacidad de carga total de la máquina será:

$$V_g = \frac{q K_e}{\gamma_s K_{II}}, \quad \text{m}^3 \quad (8.6)$$

Donde:

- γ_s : es el peso volumétrico de la masa minera en el cuerpo mineral, en t/m^3 ;
- K_e : es el coeficiente de esponjamiento de la masa minera en la caja;
- K_{II} : es el coeficiente de llenado de la caja del vehículo, que refleja el nivel de utilización de la capacidad geométrica de la máquina.

En los camiones con descarga trasera, comúnmente la relación de la capacidad de carga y la capacidad geométrica de la caja se encuentra en el intervalo de 1,7 a 2; al tomar en cuenta el volumen de caballete (20-30 %), la relación de la capacidad de carga con el volumen general de la carga transportada va de 1,4 a 1,6. En tal caso, el uso completo de la capacidad de carga tiene lugar cuando se transportan rocas con un peso volumétrico en el macizo de 2,4 a 2,6 t/m^3 .

Los camiones

Son los equipos principales del transporte automotor en las canteras. La construcción de los camiones deberá hacerse tomando en cuenta las particularidades del trabajo en las canteras o minas a cielo abierto, como son: condiciones de estrechez, distancias cortas y ascensos y descensos prolongados. La descarga de los camiones, corrientemente se produce hacia atrás, lo cual es más sencillo desde el punto de vista constructivo, sin embargo, organizativamente dificulta el trabajo, ya que exige maniobras complementarias en las escombreras y puntos de recepción (plataformas o tolvas) del mineral. Una vista de un camión rígido para minería se puede observar en la Figura 8.12.

Uno de los parámetros que caracteriza el nivel de perfeccionamiento en la construcción del camión, es el coeficiente de tara, cuyo valor disminuye con el aumento de la capacidad de carga de la máquina. El valor del coeficiente de tara en los camiones de 27-75 t de capacidad de carga se encuentra en los límites de 0,8 y 0,7.

De la experiencia de explotación del transporte automotor en las minas a cielo abierto, se establece que el mejor uso con respecto al tiempo de las excavadoras y los camiones, se cumple solamente con determinadas relaciones entre la capacidad de la cuchara de la excavadora y la capacidad de la caja del camión. La mejor utilización de la excavadora tiene lugar, cuando trabaja en combinación con camiones de gran capacidad, cuando las operaciones del cambio son las mínimas. La relación racional entre la capacidad de la caja de la máquina y la capacidad de la cuchara de la excavadora varía en dependencia del tipo de excavadora, la capacidad de carga de la máquina y la distancia de tiro en un rango de 4 a 10.

En la (Tabla 8.3) se muestran las características de los camiones de canteras.

El camión BELAZ-540 de 27 t de capacidad de carga, posee muchas particularidades constructivas de las máquinas de este tipo. Este es un camión de dos ejes en una base corta, con el eje posterior motorizado. Para la disminución de la longitud del camión y el aumento de la maniobrabilidad, el conjunto posee una cabina individual, situada al lado del motor, lo que permite llegar más cómodamente al mismo y mejora la visibilidad desde la posición del chofer.

El acortamiento de la longitud de la máquina con un centro de gravedad alto, provoca vibraciones que para eliminarlas se fabrica la caja en forma de V (con el borde delantero inclinado hacia delante), gracias a lo cual desciende el centro de gravedad de la máquina. La caja del camión posee una visera protectora sobre la cabina del chofer.

El volumen geométrico de la caja de 15 m³, cuando se transportan cargas más masivas, permite la mayor utilización de la capacidad de carga de la máquina. El cálculo de la capacidad del camión se realiza basándose en el peso volumétrico de la carga de 1,75 t/m³ y cuando se produce la transportación con caballete de la roca o suelo desbrozado, se toma alrededor de 1,5 t/m³. La forma de la caja en planta se aproxima al cuadrado, ya que de esta forma el operador de la excavadora toma el menor tiempo en situar la cuchara en el centro de la caja del camión.

TABLA 8.3. Características de camiones de cantera

PARAMETROS	KpAZ 256	MAZ 523	MAZ 525	540	548	549	7 519	7 521	33-15	33-19	MAZ 200
Fórmula de las ruedas	6x4	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	6x4	4x2
Capacidad de carga, t	10	12	25	27	75	110	180	136	318	90	90
Masa (sin carga), t	11,4	15,5	22	21	66	85	145	106	231	120	120
Base, mm	4 780		4 780	3 550	4 200	4 200	5 300	6 500	5 490	9 120	6 700
Dimensiones princ., mm											
Longitud	8 190	7 000	8 300	7 250	8 370	9 500	11 250	13 580	12 750	20 350	13 210
Ancho	2 650	3 100	3 220	3 480	3 780	4 700	6 100	7 640	6 270	7 800	7 540
Altura	2 760	3 450	3 675	3 580	3 700	4 400	5 130	6 100	4 900	5 660	6 400
Radio de giro por el carril delantero de la rueda externa, m	10,5	9,85	10,4	8,5	10	11,0	12	15	12	21	14
Velocidad máxima, km/h	62,0	50	30	55	55	60	52	50			
Potencia del motor, kW	175	300	300	265	367	770	955	1 690	1 230	2 540	1 270
Capacidad de la volquete, m ³	8,0	16,25	14,3	15	21	35	44	70	66,5	151	113
Tamaño de goma, m	12-20		17-32	18-25	20-33	27-49	33-51	40-57			
Ángulo de inclinación máx. de la plataforma, °	60		65	55	55	50					
Gasto de combustible por cada 100 km	65		150	125							
Tipo de transmisión	Mec.	Mec.	Mec.	Hidro-Mec.	Hidro-Mec.	Eltro-Mec.	Eltro-Mec.				Eltro-Mec.

TABLA 8.3. (Continuación)

PARAMETROS	Caterpillar 789 B	Euclid R 36	Komatsu 930 E	O&k K55	Heathflid H50	Liebherr KI 2 420	Terex 33 100B	UnitRig
Fórmula de las ruedas	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
Capacidad de carga, t	170	36,3	300	55	45	129	91	109
Masa (sin carga), t	6 808	3 680	2 420	4 040	3 629	5 900	4 546	.
Base, mm	12 177	8 004	15 240	8 920	7 835	13 300	10 820	.
Dimensiones princ. mm	6 940	3 760	8 430	4 250	3 911	7 100	4 627	.
Longitud	6 150	3 710	7 260	4 400	4 300	6 400	4 575	.
Ancho	.	9,0
Altura	60	63,0	65	57	65	60,0	57,8	55,0
Radio de giro por el carril delantero de la rueda externa, m	1 272	330	1865	481	525	1 343	783	895
Velocidad máxima, km/h	105	23,5	184	34,0	29,4	107,8	57	60
Potencia del motor, kW	.	40
Capacidad de la volqueta, m ³
Tamaño de goma
Angulo de inclinación máx. de la plataforma, °
Gasto de combustible por cada 100 km
Tipo de transmisión

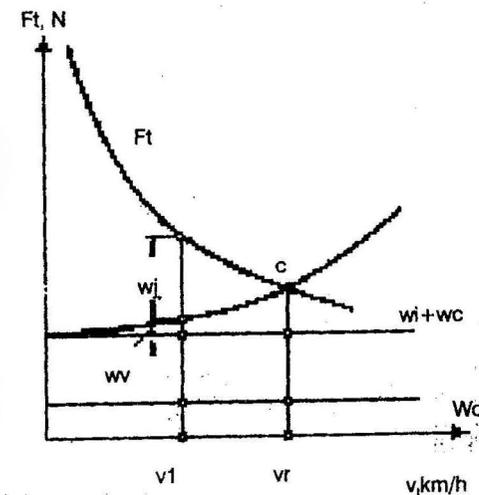


FIGURA 8.11. Diagrama de tracción.

Los remolques son equipos que se fabrican bajo la tendencia nueva en construcción de equipos automóviles de carga, de emplear la potencia completa de los motores de tracción, aumentando la capacidad de carga de la caja de la máquina. En calidad de cuña de tracción se usa como base alguno de los modelos de camiones existentes. En relación con esta situación es evidente que la potencia específica de estos equipos disminuya y por tanto, esta condición limita el uso de los remolques para condiciones de trabajo relativamente fáciles.

Constructivamente, los camiones articulados pueden ser de tres tipos: con descarga por detrás, por el piso y con descarga lateral.

Los remolques con descarga trasera de la fábrica BELAZ, sobre la base de los camiones de 27, 40 y 75 t, se muestran en la (Tabla 8.4).

En la propia fábrica de Bielorusia y aprovechando las características de los motores eléctricos, se fabrica un camión articulado trolebús BELAZ-524-792 de 65 t de capacidad de carga. En el trabajo de la máquina puede realizarse, tanto de la red de contacto y la barra receptora como de su propia y autónoma instalación Diesel-generator.

TABLA 8.4. Características de los camiones articulados

PARAMETROS	Belaz 548 B Articulado		Belaz 549 B Articulado		Volvo A35 C	
	Descarga por detrás	Descarga por el piso	Descarga por detrás	Descarga por el piso	Descarga por detrás	Descarga por el piso
Fórmula de las ruedas	6x2	6x2	6x2	6x4	6x6	
Capacidad de carga, t	65	65	120	120	32	
Masa del remolque (sin carga), t	39,8	42,8	116	90		
Coefficiente de tara	0,6	0,65	0,97	0,50	0,75	
Remolcador	4 200	4 200	4 200	4 200	5 232	
Remolque	5 670	8 900	5 400	10 500	6 348	
Ruedas delanteras remolcador	2 600	2 600	2 490	2 490	2 959	
Remolque	2 510	2 510	2 490	2 490	1 820	
Radio de giro mínimo, m	10	10		14	12	
Volumen del volquete, m ³	34	59		100	19	
Dimensiones principales, mm						
Longitud	12 540	12 465	13 950	18 750	10 898	
Ancho	4 000	3 770	5 230	5 300	3 200	
Altura	3 950	4 400	3 800	4 700	3 604	
Potencia del motor, Hp	500	500	950	1 200	240	
Dimensiones de la rueda	21,0-33	21,0-33	24,0-49	24,0-49	25,0-50	

Cálculos de tracción del transporte automotor

Como base de los cálculos de tracción en el transporte automotor, como en el transporte por rieles, está indicada la determinación de todas las fuerzas que actúan en el tren de rodaje, durante su movimiento.

La fuerza de tracción depende de la potencia de los motores, del tipo de transmisión y también de la masa de la máquina.

Se distinguen tres fuerzas de tracción de la máquina: fuerza indicada, tangencial y fuerza útil. Se llama fuerza indicada a la fuerza de tracción que se crea en los cilindros del motor, la cual se determina por el diámetro de los cilindros, la carrera del émbolo, el grado de compresión de la mezcla caliente, etcétera. La fuerza tangencial es la que se manifiesta en las ruedas motrices. La fuerza tangencial es igual a la indicada, descontando las pérdidas provocadas en los mecanismos de transmisión y motrices. La fuerza útil es la que posee la máquina en el gancho. La fuerza útil es igual a la tangencial menos las fuerzas de resistencias al movimiento de la misma máquina.

En los cálculos de tracción, para fines prácticos, se emplea el valor de la fuerza tangencial.

La fuerza de tracción tangencial F que regula el cambio de la cantidad de combustible en el cilindro, el cambio de la relación de transmisión en la caja de velocidades o en la excitatriz del generador, conociendo la potencia, puede determinarse por la expresión:

$$F_t = \frac{3\,600\,N}{v} \eta_{tr} \eta_r \quad (8.7)$$

Donde:

N : es la potencia del motor, en kW;

v : es la velocidad de movimiento del automóvil, km/h;

η_r : es el rendimiento desde el eje del motor de la rueda en movimiento; con transmisión mecánica $\eta_r = 0,85-0,98$; con transmisión hidromecánica $\eta_r = 0,8-0,85$; con transmisión electromecánica $\eta_r = 0,8-0,9$.

η_{tr} : es el rendimiento de la rueda motriz; 0,7-0,9.

Velocidad del movimiento del automóvil:

$$v = \frac{\pi d n 60}{1000 i_p i_{cv}}$$

Donde:

- d : es el diámetro de las ruedas motrices del automóvil, m;
- n : son las revoluciones por minuto del árbol de leva del automóvil;
- i_p : es la relación de transmisión de la transmisión principal;
- i_{cv} : es la relación de transmisión en la caja de velocidades, según el régimen del movimiento.

El valor de la fuerza de tracción tangencial se limita por la condición de cohesión entre las ruedas en movimiento y la cubierta de la vía:

$$F_{m\acute{a}x} \leq 1000 P_c \psi g \quad , \quad N \quad (8.8)$$

Donde:

P_c : es el peso de cohesión de la máquina (Tabla 8.5).

TABLA 8.5. Peso de cohesión de los camiones

Camión	P_c , kg	
	Vacío	Cargado
Kp Az 256	7 600	16 900
MAZ 525	12 500	31 400
Belaz 540	15 500	32 400
Belaz 548	22 400	44 500
Belaz 549	32 000	98 000
Belaz 7 519	41 500	13 000
Belaz 7 521	76 000	220 000

El valor del coeficiente de cohesión depende principalmente del tipo y el estado de la cubierta de la vía (Tabla 8.6).

TABLA 8.6. Coeficiente de cohesión

Vías	Estado de la cubierta de la vía		
	Seca	Mojada	Lodo
Pavimento de guijaros	0,70	0,40	0,35
Pavimento de adoquines	0,65	0,40	0,30
Carreteras asfaltadas	0,70	0,40	0,25
Carreteras de hormigón asfaltado y hormigón	0,70	0,45	0,30
Carretera de grava con superficie elaborada	0,75	0,50	0,40
En el frente	0,60	0,4 - 0,5	-
En la escombrera	0,4 - 0,5	0,2 - 0,3	-

Fuerza de resistencias al movimiento de la máquina

Las fuerzas de resistencia sumaria del automóvil:

$$W = W_0 \pm W_i + W_v + W_j + W_0 \quad , \quad N \quad (8.9)$$

Donde:

W_0 : es la fuerza de resistencia fundamental cuando se mueve en un tramo recto horizontal, ocasionado por la fricción en los cojinetes y la deformación de las gomas y la capa de la vía en el proceso de rodamiento de las ruedas:

$$W_0 = \omega_0 g P \quad , \quad N \quad (8.10)$$

Donde:

ω_0 : es el coeficiente de resistencias al movimiento, N/t.

Valores del coeficiente de resistencia al movimiento:

Vías principales	ω_0
Hormigón, asfaltadas, alquitranadas, adoquines	15-20
Gravilla	25-30
Grava	25-40
Caminos en los frentes	
Aplanados sobre rocas duras	35-50
Aplanados sobre rocas friables	50-65
Plataformas de trabajo no aplanadas	65-105

Los valores de ω_0 se refieren a valores de los camiones cargados. Para máquinas de viales, estos valores aumentan en 20-25 %.

La fuerza de resistencia debido a la pendiente:

$$W_j = \omega_j P g \quad , \quad N \quad (8.11)$$

Donde:

ω_j : Resistencias específicas de la pendiente, numéricamente igual a la milésima parte de la pendiente, en N/t.

La fuerza de resistencia del viento (se toma en cuenta en los cálculos con una velocidad de movimiento mayor de 15 km/h):

$$W_v = \Omega F v^2 \quad (8.12)$$

Donde:

Ω : es el coeficiente que toma en cuenta la forma aerodinámica de la máquina (para camiones de cantera $\Omega = 5,5-7$);

F : es la superficie frontal del automóvil (para el BELAZ-540, 10,2 m²; BELAZ-548, 11,6 m²; BELAZ-549, 17,2 m²). El valor de F se calcula aproximadamente como el producto del carril del automóvil por su altura;

v : es la velocidad de movimiento, en km/h.

La fuerza de resistencia provocada por la inercia de las masas en rotación (depende del tipo de transmisión).

$$W_j = \frac{P}{g} (1 + \gamma) \frac{dv}{dt} \quad (8.13)$$

El valor de γ depende del tipo de transmisión. Para máquinas de transmisión hidrodinámica, con carga: $\gamma = 0,03-0,01$; vacío, $\gamma = 0,085-0,07$.

Para camiones con transmisión eléctrica, $\gamma = 0,1-0,15$.

Las resistencias en las curvas:

$$W_c = 300 \frac{200 - R}{200} R \quad , \quad N \quad (8.14)$$

Donde:

R : es el radio de la curva.

La ecuación del movimiento

La ecuación del movimiento se emplea para resolver tareas concretas relacionadas con la organización del movimiento y la utilización del automóvil: establecimiento de la velocidad de movimiento y tiempo recorrido por tramos individuales de la vía, y condiciones resaltadas del frenado de la máquina, masa de los camiones articulados, etcétera.

Los datos iniciales para la ecuación del movimiento, son similares a los del transporte por vías de rieles. El movimiento de la máquina sucede debido al trabajo del motor, el cual se gasta en superar las fuerzas de resistencias y el aumento de la velocidad del movimiento.

El carácter del movimiento de la máquina se determina según el valor y dirección de las resultantes. La interacción de las fuerzas se reflejan en el diagrama de tracción (Figura 8.11) donde se mezclan la dependencia de las fuerzas de tracción y las fuerzas de resistencia según la velocidad de movimiento.

En cada momento del movimiento, la relación entre las fuerzas actuantes, puede expresarse así:

$$F_t = W_0 \pm W_j + W_v \pm W_j + W_c \quad , \quad N \quad (8.15)$$

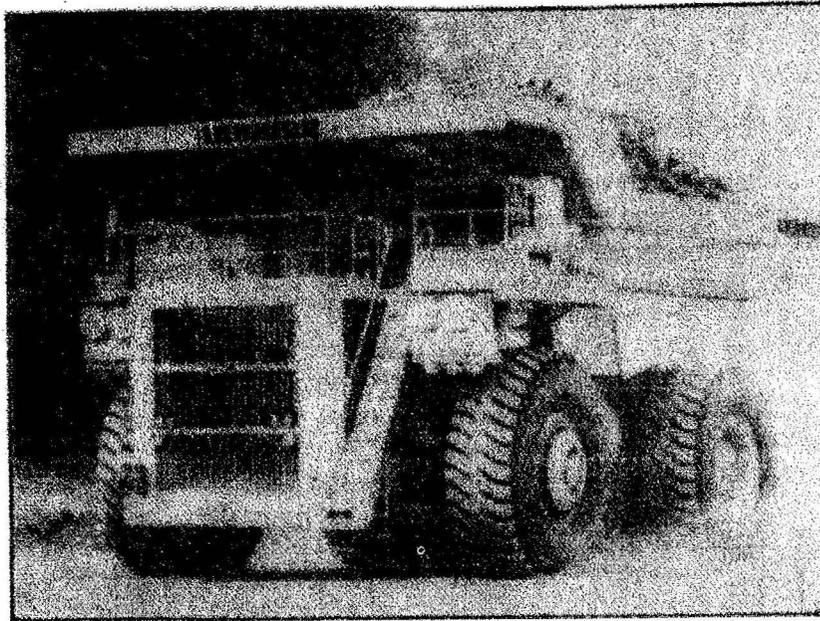


FIGURA 8.12. Vista general de un camión de carteras.

El punto c , donde se cortan las líneas de las fuerzas de tracción con las líneas de las resistencias sumarias al movimiento, determina la velocidad uniforme v del movimiento de la máquina en el tramo de vía dada. En todas las velocidades menores que v , la resultante de las fuerzas es negativa y la máquina se mueve en deceleración.

Para la solución de la ecuación se acostumbra a reagrupar los valores de las fuerzas actuantes.

$$F_t - W_v = W_0 \pm W_i \pm W_j + W_c \quad , \quad N \quad (8.16)$$

Donde:

W_j : es la parte del esfuerzo de tracción que se gasta en la aceleración de la máquina.

La diferencia $F_t - W$ de este modo, representa el esfuerzo de tracción que puede emplearse para superar la resistencia sumaria en las condiciones de la vía

dada. Por eso la ecuación del movimiento en el transporte automotor toma las formas siguientes:

$$\frac{F_t - W_v}{P} \omega_0 \pm \omega_i \pm j + \omega_c \quad (8.17)$$

Donde:

P : es el peso total de la máquina (para camiones articulados se incluye el dispositivo de enganche), t ;

j : es la aceleración relativa. Es decir, aceleración (deceleración) de las máquinas, relacionadas con la aceleración de la fuerza de gravedad, tomando en cuenta el coeficiente de inercia de las masas rotatorias:

$$j = \frac{(1 + \gamma) a 1000}{g} = 102 (1 + \gamma) a \quad (8.18)$$

Donde:

a : es la aceleración (deceleración) de la máquina, m/s^2 .

La fuerza de tracción excesiva (la parte izquierda de la ecuación del movimiento) en relación con la unidad de peso del material rodante, se llama factor dinámico:

$$\frac{F_t - W_v}{P} = D \quad (8.19)$$

$$D = W_0 \pm \omega_i \pm j$$

En dependencia del régimen de movimiento pueden encontrarse los siguientes casos particulares:

a) Movimiento uniforme en los tramos rectos de la vía cuando $j=0$

$$D = W_0 \pm \omega_i \quad (8.20)$$

b) Movimiento bajo una pendiente con los motores trabajando:

$$D = W_0 - \omega_i + j \quad (8.21)$$

La aceleración relativa: $j = D - W_0 + \omega_i$

c) Movimiento por inercia con los motores apagados (carrera libre), cuando $F_t=0$.

$$-\frac{W_v}{Pg} W_0 - i + j \quad (8.22)$$

La aceleración relativa $j = i - W_0 - \frac{W_v}{Pg}$, aquí puede ser positiva o negativa, en dependencia del valor de la pendiente de la vía.

d) Movimiento con los frenos:

$$\frac{-B - W_v}{Pg} = W_0 - i + j \quad (8.23)$$

Donde:

B : es la fuerza de frenado del automóvil, kN.

En este caso la aceleración relativa se torna negativa.

$$-j = \frac{B + W_v}{P} - i + W_0 \quad (8.24)$$

El valor de la fuerza de frenado B se limita por las condiciones de cohesión de las ruedas con la capa de la vía, o sea, en límites que sobrepasados comienzan el movimiento con resbalamiento. Para eliminar esto, deberá cumplirse que $B \leq 1000 P_c \psi$, donde P es el peso de frenaje aplicado del automóvil, o sea, el peso del automóvil aplicado a las ruedas provistas de freno.

Al despreciar las resistencias del viento, tenemos:

$$-j = 1000 \psi - \omega_1 + W_0 \quad (8.25)$$

El valor del factor dinámico se limita por las condiciones de cohesión con la capa de la vía.

$$D_{\text{máx}} \leq \frac{F_{\text{máx}} - W_v}{Pg}$$

ó

$$D_{\text{máx}} \leq \frac{P_c}{P} \psi - \frac{W_v}{Pg} \quad (8.26)$$

Con el cambio de la carga de la máquina (régimen de movimiento con carga o vacío) varía el valor del factor dinámico. Si con P_v el factor dinámico es igual a D_v , entonces con P_c el factor dinámico será:

$$D_v = \frac{D_0}{b} \quad (8.27)$$

Donde:

$$b = \frac{P_v}{P_c} \quad (8.28)$$

Cuando varía la relación de transmisión:

$$D_i = D_0 j$$

Donde:

D : es el factor dinámico en la transmisión directa (el mayor valor de factor dinámico para los camiones de cantera alcanza 45-60 %);

i : es la relación de transmisión de la caja de velocidades según el régimen del movimiento.

La dependencia del factor dinámico D de la velocidad de movimiento del automóvil se expresa gráficamente a través de la característica dinámica o de tracción (Figura 8.13). Expresando la dependencia del esfuerzo de tracción (excesivo) con respecto a la velocidad la característica dinámica permite resolver todos los problemas relacionados con el movimiento de los automóviles, a ellos corresponde:

- La determinación de la mayor velocidad de movimiento, según el factor dinámico conocido (llevándolo hasta el eje de las ordenadas).
- Establecimiento de la mayor resistencia que puede superar el automóvil en la velocidad dada.
- Determinación de la mayor pendiente de la vía, según el valor del factor dinámico:

$$i_{\text{máx}} = D_{\text{máx}} - \omega_0 - j \quad (8.29)$$

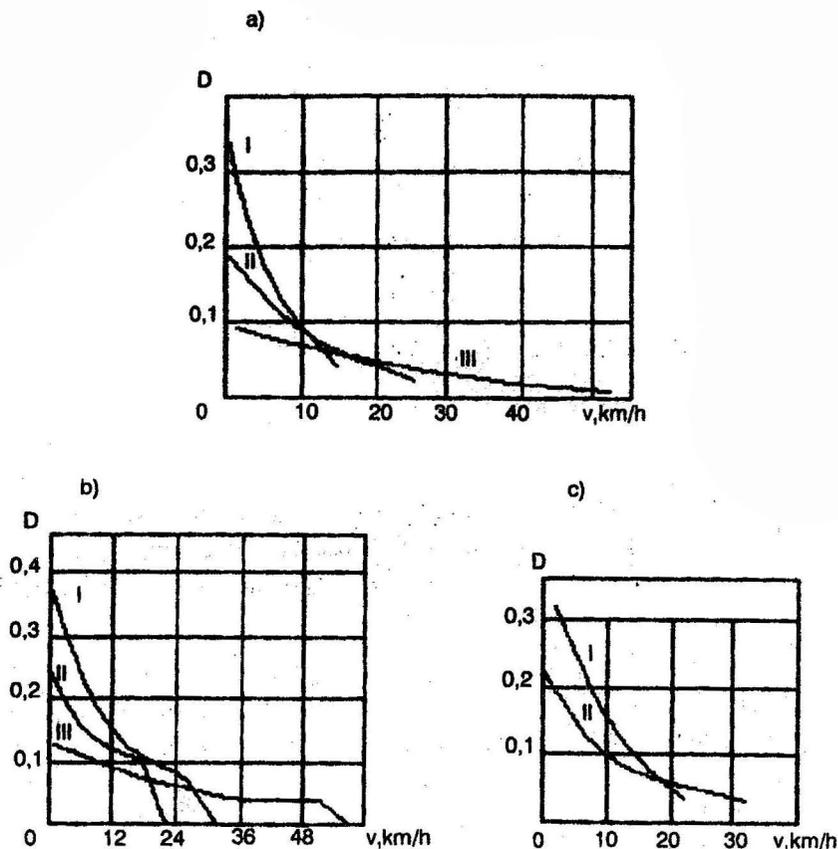


FIGURA 8.13. Características mecánicas de los camiones.

El valor de la pendiente límite de la vía se limita comúnmente por la velocidad del movimiento en el tramo de cálculo y por las condiciones de cohesión con la vía en condiciones climáticas desfavorables. La velocidad del movimiento en este caso es importante, porque con el aumento de la pendiente, su valor disminuye fuertemente y baja la productividad del transporte automotor.

Por eso, en calidad de límite se recomienda el valor de la pendiente, fundamentada según posiciones técnico-económicas. Según estas condiciones, los ascensos cargados no sobrepasan generalmente, 70-80 %. Las pendientes durante el movimiento del automóvil vacío se toman entre los límites de 120-150 %.

Cálculo de tracción

Peso del automóvil. Cuando se traslada un vehículo individualmente (por ejemplo camion rígido o camion articulado), su peso se determina por su capacidad de carga (cuando se emplea completamente) y la tara cuando trabajan camiones articulados, el peso total de la parte remolcada.

$$Q_f = \frac{F_t - P(\omega_0 \pm i)g}{(\omega_0 \pm i)g} \tag{8.30}$$

(Las resistencias fundamentales específicas, se toman iguales que para las partes rodantes.)

Distancia de frenaje

Cuando surge la fuerza de frenado como consecuencia de la compresión de las zapatas, la energía cinética del automóvil en movimiento se transforma en trabajo de las fuerzas de resistencia:

$$\frac{P(v_i^2 - v_f^2)}{2 \cdot 3,6^2 \cdot g} = (B + \omega_0 \pm \omega_i) Lf \tag{8.31}$$

La ecuación se establece sin tener en cuenta las resistencias por el viento y suponiendo que la fuerza de frenado permanece constante e igual al valor medio en el intervalo entre v_i y v_f .

Al tener en cuenta que el valor de la fuerza de frenado se limita por las condiciones de cohesión y al tomar los valores específicos de las fuerzas actuantes, obtenemos el camino de frenado:

$$Lf = \frac{(1 + \gamma)v^2}{2 \cdot 3,6 \cdot g(\psi + \omega_0 \pm i)} = \frac{(1 + \gamma)v^2}{254(\psi + \omega_0 \pm i)} \tag{8.32}$$

Donde:

i y ω_0 : se expresan en %.

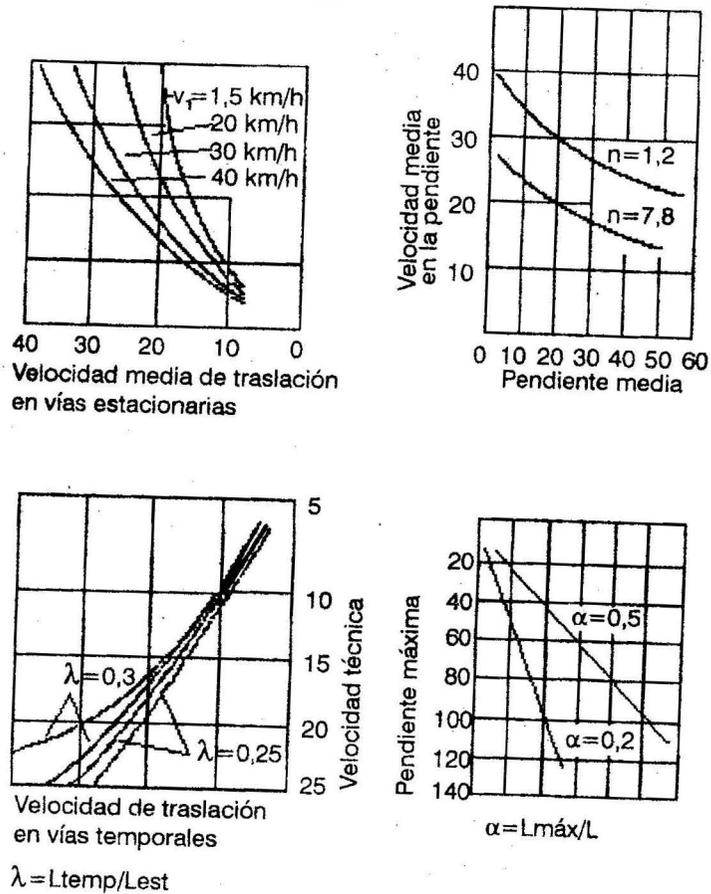


FIGURA 8.14. Esquemas para la determinación de la velocidad técnica de movimiento.

Al considerar la irregularidad de los frenos, el valor del coeficiente de cohesión debe disminuirse en un 5 %.

Para la determinación del camino total recorrido durante el frenado debe también considerarse el camino recorrido durante la reacción del chofer y la aplicación de los frenos (0,4-0,7 s).

La velocidad y el tiempo de movimiento del vehículo, representan los parámetros de explotación más importantes en el transporte automotor, los cuales determinan el carácter del movimiento, por tramos individuales de la vía y el tiempo de un viaje completo del camión o el remolque.

Se conocen las velocidades de construcción, técnica y de explotación.

La velocidad de construcción es la mayor velocidad permisible que desarrolla la máquina en un tramo horizontal completamente cargado.

La velocidad técnica es la relación entre la longitud del tramo de vía dado y el tiempo que demoró en cruzarlo el vehículo. También se emplea la comprensión de la velocidad técnica, en forma individual, cuando se hace el viaje vacío o cargado o en los dos sentidos juntos.

La velocidad de explotación es la relación entre la vía total recorrida y el tiempo total gastado en el movimiento, paradas para la carga, descarga, etcétera.

Para los cálculos de tracción se emplea el valor de la velocidad técnica del movimiento.

El valor de la velocidad técnica en cada tramo de la vía puede determinarse por la característica dinámica dividiendo la vía de transporte en tramos individuales y tomando en cuenta las condiciones de cada uno de ellos, en este caso se construye el siguiente gráfico. En el cuadrante vecino a la característica dinámica, se construye el diagrama de las resistencias al movimiento sumarias, numéricamente iguales al factor dinámico con el movimiento uniforme. Después, llevando a la característica dinámica el valor de las resistencias al movimiento en uno u otro tramo, puede determinarse el valor correspondiente de la velocidad del movimiento.

Cuando no existen las características dinámicas pueden emplearse los valores medios de las velocidades técnicas por los diferentes tramos de vías (Tabla 8.7).

TABLA 8.7. Velocidad orientativa de traslación de los camiones

Tipo de vía	Camiones V, km/h		
	Belaz 540	Belaz 548	Belaz 549
<i>Principales:</i>			
Grava	32/42	32/38	30/42
Hormigón	45/48	38/47	34/50
<i>Salida de cantera:</i>			
Cubierta de hormigón			
<i>i=20 %</i>	30/50	25/49	
<i>i=80 %</i>	18/35	16/34	
Cubierta de grava			
<i>i = 20 %</i>	20/50	20/48	
<i>i = 80 %</i>	14/30	14/30	
<i>En frente, con basamento:</i>			
Duro	13/14	11/14	13/15
En las escombreras	17/19	16/18	11/13

Nota: En el numerador para el camión cargado.
En el denominador para el vacío.

Cuando se realiza el movimiento por tramos curvos de la vía, debe tenerse en cuenta que es necesario disminuir la velocidad:

$$V_{seg} = 3,6 \sqrt{GR(f \pm id)} \quad , \text{ km/h} \quad (8.33)$$

Donde:

R : es el radio de giro, m;

$f=0,30-0,45$: es el coeficiente de fricción lateral;

$id = 0,02-0,06$: es la pendiente del peralte.

Con los valores de las velocidades conocidas, en los tramos individuales, se determina el tiempo del movimiento del automóvil en el transcurso del viaje:

$$t_{mov} = \left(\sum t_c + \sum t_v \right) = 60 \left(\sum \frac{l_c}{v_c} + \sum \frac{l_v}{v_v} \right) \quad , \text{ min} \quad (8.34)$$

Donde:

$\sum t_c$ y $\sum t_v$: son los tiempos totales del movimiento de las máquinas cargadas y vacías respectivamente.

El cálculo se hace para todos los tramos de la vía de transporte en forma consecutiva.

Para los cálculos generales se emplea el valor de la velocidad técnica media v_m .

$$V_m = \frac{l_c + l_v}{t_{mov}} \quad (8.35)$$

Los valores de las velocidades técnicas se diferencian significativamente entre sí en los distintos períodos del año, debido al cambio de las condiciones de las vías, por ejemplo, entre el período de lluvias y de seca. También tiene lugar una disminución de la velocidad técnica media cuando se trabaja de noche.

La velocidad técnica media depende no solamente de las cualidades constructivas del vehículo, sino de las condiciones de explotación. Influyen parámetros como el valor de la pendiente de la vía, complejidad de la traza, la cantidad proporcional de vías permanentes y provisionales, calidad de la cubierta de la vía y la intensidad del movimiento.

Se puede establecer la velocidad media, considerando los factores mencionados, utilizando el siguiente nomograma.

La pendiente de producción (medio-ponderada) para las diferentes condiciones de transportación puede establecerse en función de la pendiente máxima y la fracción que ella corresponde en la longitud total de la vía.

Si tenemos que:

$$\alpha = \frac{l_{m\acute{a}x}}{\sum_1^n l_n + l_{m\acute{a}x}} \quad (8.36)$$

Entonces:

$$i_m = \alpha \left(i_{m\acute{a}x} + \frac{\sum_1^n i_n \cdot l_n}{l_{m\acute{a}x}} \right) \quad (8.37)$$

Donde:

$i_{m\acute{a}x}, l_{m\acute{a}x}$: es el valor de la pendiente y la longitud de los tramos más fáciles de la vía;

i_n, l_n : es el valor y longitud de las pendientes de la vía, exceptuando la máxima.

Como resultado de la dependencia $i_m = f(i_{m\acute{a}x})$ con diferentes valores de α puede presentarse, como se refleja en el tercer cuadrante.

La dependencia de la velocidad de movimiento del camión con carga de la pendiente de producción para los valores de la potencia específica dados (11,2 y 7,8 H P/t) se refleja en el cuarto cuadrante del nomograma. Para otros valores de la potencia específica, la velocidad del movimiento del camión cargado en ascenso varía aproximadamente de forma proporcional.

La velocidad del movimiento de la máquina en vacío V_v , se determina según la complejidad de la traza, estado de la vía, seguridad del sistema de frenaje, clasificación del chofer, etcétera. La gran cantidad de diferentes factores traen como consecuencia una gran variación entre las velocidades de movimiento en vacío para las diferentes unidades mineras. Por eso, puede seleccionarse el valor de la velocidad recomendada por diferentes autores, en los límites de 30-35 km/h. Entonces la velocidad media del movimiento para las vías estacionarias (en el primer cuadrante) será:

$$V_{est} = \frac{2 \cdot V_c \cdot V_v}{V_c + V_v} \quad (8.38)$$

Para la determinación de la velocidad media del movimiento de la máquina por los caminos de frentes, la cual, según la experiencia, varía entre 12-15 km/h. La longitud de la parte del camino correspondiente al frente, se determina por la longitud del frente de trabajo y las entradas. La influencia de la velocidad de movimiento por las vías de frente, en la velocidad media, se determina, por la relación de la longitud de las vías de frente y estacionarias.

$$V_{mt} = \frac{(1 + \lambda) v_f \cdot V_{est}}{V_f + \lambda V_{est}} \quad (8.39)$$

Donde:

v_f : es la velocidad media por los caminos de frentes, en km/h;

$\lambda = l_f / l_{est}$: es la relación de la longitud de las vías de los frentes y estacionarias.

Comúnmente, cuando varía la longitud de transportación en el rango de 365 km, el valor de $\lambda = 0,2-0,3$, ya que la velocidad técnica media, puede ser determinada en dependencia del segundo cuadrante en la (Figura 8.20).

Gasto de combustible

Puede ser establecido según el trabajo gastado por la máquina en el transporte de la carga. El trabajo de transportación y por consiguiente, el gasto de combustible, depende en primer lugar de la longitud de transportación, profundidad desde la cual asciende la máquina y el peso de la misma. Además, el gasto de combustible está relacionado con la calidad de la vía, la inclinación de las pendientes, condiciones climáticas, estado técnico de la máquina, régimen del movimiento, etcétera.

El gasto de combustible por cálculo, para un viaje completo de un automóvil es:

$$q_c = 0,78 \left[(1 + 2 k_f) L \frac{\omega_0}{1000} + \frac{H(1 + k_f)}{1000} \right] \quad (8.40)$$

Donde:

L : es la distancia de transportación, km;

H : es la profundidad de ascenso de la masa minera, m;

- ω_0 : es la resistencia específica al movimiento, en N/kN;
 k_1 : es el coeficiente de tara de la máquina;
 q : es la capacidad de carga de la máquina, en t.

El gasto real de combustible:

$$q_r = q_c \cdot k_{II} \cdot k_n \cdot k_m \quad (8.41)$$

Donde:

- k_y : es el coeficiente que toma en cuenta el aumento del gasto de combustible en época de lluvia, $k_y = 1,1-1,2$;
 k_n : es el coeficiente que toma en cuenta el gasto complementario de combustible, por necesidades internas del taller (regulación, pruebas, etcétera); se considera el 6 % aproximadamente del gasto de combustible en 100 kilómetros de recorrido;
 $k_m = 1,05-1,1$: es el coeficiente que toma en cuenta el gasto de combustible en maniobras.

El gasto de los lubricantes oscila entre 5-8 % del combustible gastado.

Dirección del trabajo de transporte

Dirección del trabajo de transporte automotor

La explotación del transporte automotor en las canteras se organiza de tal manera que satisfaga el trabajo ininterrumpido de las excavadoras y se puede observar el sistema de mantenimiento y reparaciones de los vehículos.

El régimen de trabajo en la cantera y el servicio automotor, comúnmente es permanente de dos o tres turnos de trabajo con semanas de trabajo continuas o discontinuas.

Conjuntamente con esto, cada máquina puede tener su régimen de trabajo. Puede utilizarse un régimen de trabajo de uno, dos o tres turnos.

Cuando se emplea un turno de trabajo es fácil mantener el equipo en buenas condiciones técnicas. Sin embargo, la productividad de cada camión es baja, aumenta el parque de inventario de las máquinas y empeoran los parámetros técnico-económicos.

La productividad máxima de los camiones se logra con el régimen de trabajo de tres turnos, aunque, esto va acompañado generalmente de un detrimento agudo de su estado técnico.

Basado en muchas investigaciones se estableció que el más efectivo para los camiones en la cantera es el régimen de dos turnos. Con este sistema se cumple con los parámetros de trabajo más estables y mejora el servicio técnico.

Las investigaciones del Instituto de Minas de Sverdlovsk dieron como resultado una metodología para la determinación del régimen de trabajo racional de los camiones, y además, establecieron las leyes de variación de los parámetros de utilización de los vehículos de cantera, sin dependencia de los plazos trabajados por ellos y los regímenes de trabajo. La esencia de esta metodología consiste en el empleo de un sistema disminuido de coeficiente de uso y de productividad, según va aumentando el plazo de explotación. Se recomiendan los coeficientes constantes siguientes:

- θ : utilización del tiempo del calendario en el comienzo del período del automóvil.
 b : ritmo de disminución de la utilización del tiempo del calendario del automóvil.

Para diferentes regímenes de trabajo de los vehículos se toman los siguientes coeficientes θ y b , respectivamente:

Tres turnos	0,55 y 0,37
Dos turnos	0,40 y 0,015
Un turno	0,24 y 0,004

El coeficiente de uso del tiempo de calendario, en cualquier año de explotación del automóvil se determina por la fórmula:

$$K_{uso} = \theta + bt \quad (8.42)$$

Donde:

t : es el plazo de explotación del automóvil, años.

En la utilización productiva del equipamiento de carga-transporte, tiene un gran significado, la correcta selección del esquema de llegada y parqueo del camión junto a la excavadora.

En dependencia del método de apertura del yacimiento, las dimensiones de las plataformas de trabajo y condiciones de trabajo de la excavadora pueden encontrarse, esquemas del trabajo excavadora-vehículo de: entrada directa, entrada en forma de lazo y entrada sin salida. En cualquiera de los casos que se seleccione, se hará bajo el criterio, de acortar el tiempo de maniobras, llegada y

cambio de las máquinas, de modo que se acerque en el mayor nivel posible a la entrega constante de vehículos para la carga.

Entrada directa. Se emplea durante el movimiento de un solo sentido, en el escalón o área. Esto es posible hacerlo cuando en el nivel de trabajo hay dos salidas (movimiento circular) y la máquina se mueve en forma de flujo continuo, llegando a la excavadora desde la vía principal. Cuando el corte o frente de trabajo es muy ancho, se hace necesario que la máquina llegue a la excavadora girando desde la franja principal de la vía.

Entrada en forma de lazo. Se realiza cuando las máquinas se mueven en encuentro en el escalón y se exigen maniobras complejas.

Comúnmente, este esquema permite una utilización suficientemente alta de la excavadora. Los camiones pueden viajar uno tras otro, ya que el tiempo de cambio de ellos no sobrepasa, generalmente el tiempo del ciclo de la excavadora. Aquí para disminuir el desgaste que provoca el movimiento, es racional organizarlo de tal manera que el camión que necesita virar sea el vacío. La posición de los camiones es racional cuando la excavadora tiene que trabajar con el menor ángulo de giro, lo cual aumenta su productividad.

Entrada sin salida. Se emplea en condiciones de estrechez, donde no es suficiente el lugar para el giro en lazo de la máquina. Más frecuentemente se usa este esquema cuando se construye la trinchera. Cuando el ancho de la plataforma es menor que el radio de giro del camión, para el viraje se utiliza un nicho especial. La deficiencia fundamental del esquema de entrada sin salida es la disminución en 30 a 35 % de la productividad de los medios de transporte.

Plazos de servicios racionales para los camiones de cantera

El costo de inversión de los camiones grandes de la cantera es alto, por eso una parte considerable de la estructura del costo de transportación se destina a los descuentos por amortización en la renovación y las reparaciones capitales de los camiones.

Las condiciones de trabajo de los camiones de cantera son de origen diferente a las condiciones de explotación de los camiones de carga general. La intensidad de la explotación en los regímenes de trabajo máximos, en condiciones climatológicas y de viales que traen consigo un desgaste más rápido de los agregados básicos, aumentan los gastos en reparaciones y mantenimientos. Los camiones de cantera, en la mayoría de las unidades mineras se dan de baja antes del plazo establecido por las normas, aún con gran déficit de costos. El valor máximo de los parámetros de explotación tiene lugar en el período comprendido

entre el primer y el tercer año de su explotación. Después del quinto año de explotación y principalmente durante el sexto y el séptimo, la productividad cae tanto, que su explotación no es rentable, debido al intenso aumento de los gastos de reparaciones.

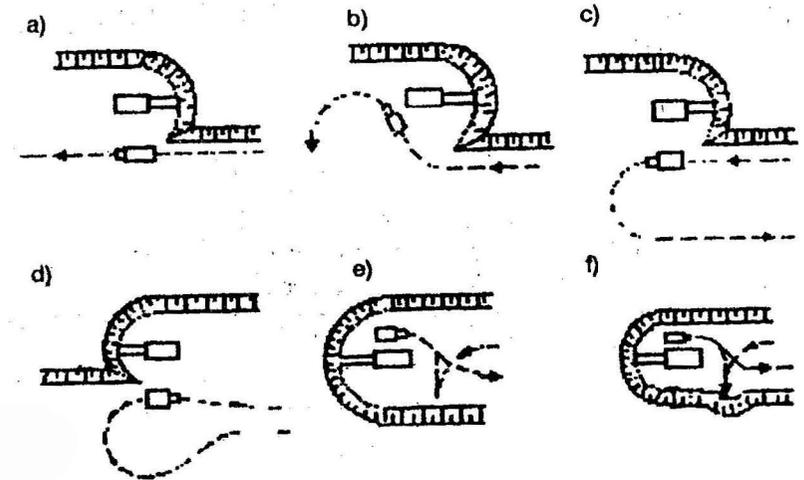


FIGURA 8.15. Esquemas de parqueo junto a las excavadoras.

Las investigaciones realizadas en la industria minera han demostrado que la distancia óptima de recorrido, con respecto a su amortización en los camiones BELAZ-540 no puede sobrepasar los 220 000 km. También se comprobó que el plazo de explotación de los camiones en dependencia de la intensidad de explotación (en dos o tres turnos) se toma desde 5 a 7 años. A partir de los resultados de la experimentación e investigación de los plazos de servicio y los recorridos en nuestro país, deben de establecerse las normas de amortización para la renovación de los camiones de cantera sobre las bases prácticas.

Como plazo de explotación debe tomarse como referencia el tiempo de explotación hasta la primera reparación capital y darle de baja después del plazo de servicio correspondiente antes de la segunda reparación capital. Este plazo de servicio, permitiría el mejoramiento de los parámetros técnico-económicos en la utilización de los camiones de las canteras debido a la exclusión de los trabajos improductivos después de 5 a 7 años de explotación.

Cálculo de explotación

Como resultado de los cálculos de explotación se establecen los parámetros técnicos, tecnológicos y organizativos del transporte automotor en las condiciones de trabajo del complejo excavadora-automóvil.

En la práctica existe suficiente experiencia en la determinación de los parámetros fundamentales en sus valores medios, los cuales representan en la mayoría de los casos, esperanzas matemáticas. Más adelante entraremos en las relaciones de cálculo entre las esperanzas matemáticas de las distancias casuales de los elementos del ciclo de transporte.

Tiempo de viaje del automóvil

$$T_v = t_{ll} + t_c + t_v + t_d + t_m \quad (8.43)$$

Donde:

- T_{ll} : es el tiempo de llenado del camión, min;
- t_c, t_v : son los tiempos de recorrido cargado y vacío, min;
- t_d : es el tiempo de descarga del camión, min;
- t_m : es el tiempo necesario para las maniobras durante la carga y la descarga, minutos.

El tiempo de llenado del camión, t_{ll} , se determina en igualdad de condiciones, con un peso volumétrico de la carga desbrozada $\gamma = \frac{\delta_s}{k_\theta}$, cuando $\gamma > \frac{q_a}{V_a}$, el tiempo de carga se determina por la capacidad de carga del camión q_a ; cuando $\gamma < \frac{q_a}{V_a}$, el tiempo de carga se determina por la capacidad de la caja del automóvil V_a .

En el primer caso:

$$t_{ll} = \frac{q_a}{P_\theta} = \frac{q_a \cdot t_{cic}}{0,9 v_\theta \cdot k_{ll} \cdot \gamma} = \frac{q_a \cdot k_\theta}{0,9 \cdot v_\theta \cdot k_{ll} \cdot \gamma_s} \cdot t_{cic} \quad , \text{ min} \quad (8.44)$$

En el segundo caso:

$$t_{ll} = \frac{V_a}{P_v} = \frac{V_a}{0,9 \cdot V_\theta \cdot k_{ll}}$$

Donde:

- P_θ : es la productividad técnica de la excavadora, en t/h;
- P_v : es la productividad técnica de la excavadora (volumétrica para la masa desbrozada), en m/h;

- V_a : es la capacidad de la caja del vehículo con caballete, que se toma para los cálculos de 15 a 25 % mayor que la capacidad geométrica;
- t_{cic} : es el tiempo del ciclo de la excavadora, min;
- V_θ : es la capacidad volumétrica de la cuchara de la excavadora, m³;
- γ, γ_s : es el peso volumétrico de la carga transportada en forma desbrozada y en el macizo, en t/m.

En ambos casos el primer factor expresa el número de cucharas necesarias para llenar la caja, y deber ser un número entero.

El tiempo de descarga, t_d , se compone del tiempo de ascenso y descenso de la caja del camión. El tiempo de estas operaciones en el BELAZ 540 es de 50 s, el tiempo de los vehículos mayores alcanza desde 1 hasta 1,3 minutos.

El tiempo de maniobra, inobjetablemente, ocupa parte del tiempo del viaje. En este caso el mismo se emplea en la entrada y parqueo del camión en el punto de carga y descarga con las correspondientes maniobras. Los esquemas de entrada a la excavadora y el parqueo de la máquina se determina según el orden de los trabajos organizativos, las dimensiones de las plataformas de trabajo y el estado de los pasos.

Tiempo de maniobras con diferentes esquemas de entrada, en segundos:

Carga	tm
Entrada directa	0 - 10
Entrada de lazo	20 - 25
Entrada sin salida	50 - 60
Descarga	80 - 100

Tiempo de recorrido del camión cargado y vacío:

$$t_c + t_v = \left(\frac{60 l_c}{v_c} + \frac{60 l_v}{v_v} \right) k \quad , \text{ min} \quad (8.45)$$

Donde:

- l_c y l_v : es la longitud de la vía de transporte en sentido cargado y vacío, en km/h;
- v_c y v_v : es la velocidad del camión en su recorrido cargado y vacío respectivamente, en km/h;
- $k = 1,1$: es el coeficiente que toma en cuenta la aceleración y deceleración durante el movimiento.

Parámetros de explotación del transporte automotor. Son los factores principales, que determinan el costo de transportación del transporte automotor, con la productividad de los camiones y su cantidad para realizar la transportación deseada. Estos valores en su orden, se determinan por un conjunto de parámetros de explotación.

Coefficiente de disponibilidad técnica del parque de camiones:

$$K_t = \frac{N_t}{N_l} \quad (8.46)$$

Donde:

N_t : es el número de camiones en buen estado;

N_l : es el número de camiones según el listado de la cantera.

Comúnmente el valor K_t varía entre los límites 0,7-0,9, su valor depende fundamentalmente de la organización de los trabajos de reparación y la calidad del tren de rodaje, así como del abastecimiento de las piezas de repuesto.

Coefficiente de utilización del parque de camiones:

$$K_p = \frac{N_{md}}{N_{mc}} \quad (8.47)$$

Donde:

N_{md} : es el número de máquinas-día de los camiones trabajando en un mismo intervalo de tiempo;

N_{mc} : es el número de máquinas-día de los camiones con que cuenta la empresa.

El coeficiente de utilización del parque automotor depende del estado técnico de las máquinas y también del estado de las vías, condiciones climatológicas, organización del trabajo de las excavadoras, la composición de la plantilla de los choferes, etcétera. Tomando en consideración las reglas fundamentales de explotación su valor oscila entre 0,7 y 0,55. En otros casos puede disminuir hasta 0,4-0,6.

Coefficiente de uso del recorrido:

$$\beta = \frac{l_c}{l_c + l_v} \quad (8.48)$$

El coeficiente β se acerca a 0,5 a pesar de que puede diferenciarse de este valor en dependencia de condiciones concretas del transporte.

El coeficiente de uso de capacidad de carga es la relación de la carga real transportada q_r y la capacidad de carga del automóvil q_a :

$$K_{uc} = \frac{q_r}{q_a} \quad (8.49)$$

Productividad del transporte automotor. La productividad técnica por turno.

$$Q_t = q_a \cdot K_{uc} \cdot \frac{T_{tur}}{T_v} \quad (8.50)$$

Donde:

q_a : es la capacidad de carga del camión, t;

T_{tur} : es el tiempo del turno, h;

T_v : es el tiempo de viaje (sin tomar en cuenta el tiempo de espera) h.

$$T_p = \frac{l_c + l_v}{V_{tp}} + t_{cd} = \frac{l_c}{\beta \cdot V_{tp}} \quad (8.51)$$

Donde:

T_p : es el tiempo productivo del camión;

V_{tp} : es la velocidad técnica productiva, en km/h;

t_{cd} : es el tiempo de las operaciones de carga y descarga considerando las maniobras, h.

Después de la transformación tenemos:

$$Q_t = \frac{q_a \cdot K_{uc} \cdot T_{tur} \cdot \beta \cdot V_{tp}}{l_c + \beta \cdot V_{tp} \cdot t_{cd}} \quad (8.52)$$

La productividad de explotación se determinará por:

$$Q_{te} = Q_t \cdot K_{utt} \quad (8.53)$$

Donde:

$K_{utt} = \frac{T_{tur} - T_p}{T_{tur}}$: es el coeficiente de uso del tiempo del turno, igual a la relación entre el trabajo útil (tiempo del turno T_{tur} excluyendo todas las paradas no tecnológicas T_p y el tiempo del turno ($k_{utt} = 0,7-0,8$).

Cantidad de vehículos. El número de vehículos se determina de la condición de mantener satisfecha la carga exigida de la cantera, con el trabajo continuo de la excavadora y la entrega rítmica de vacío al frente.

La cantidad de camiones que sirven a una excavadora:

$$N = \frac{T_v}{t_{||}} = \frac{t_{||} + t_{cr} + t_v + t_d + t_m}{t_{||}} = 1 + \frac{t_c + t_v + t_d + t_m}{t_{||}} \quad (8.54)$$

La cantidad de máquinas trabajando en una excavadora es un factor que determina los gastos del transporte automotor. Como se ve, en el número de máquinas trabajando influyen en primer orden, la distancia de transportación, el tiempo de las paradas tecnológicas y la productividad de la excavadora. Con el aumento de la velocidad y de la capacidad de carga de las máquinas, el número de ellas disminuye. El aumento de la capacidad de carga de los camiones es particularmente necesario cuando se laborean canteras y minas de grandes productividades. Existen algunos métodos experimentales que se representan por medio de nomogramas para determinar el número de camiones, en función de la distancia de tiro y la velocidad de recorrido, parámetros en los cuales tiene una influencia directa la productividad de la excavadora.

El parque de vehículos, según inventario, es mayor que el de trabajo, ya que cierta cantidad de máquinas se encuentran en reparación:

$$N_{inv}^a = \frac{Nt}{kt} \quad (8.55)$$

La capacidad de tráfico de la vía durante el paso de los camiones en una dirección consiste:

$$N = \frac{60}{k_j \cdot t_{int}} = \frac{1000 V}{K_i \cdot L} \quad \text{camiones / hora} \quad (8.56)$$

Donde:

T_{int} : es el intervalo de tiempo entre camiones, min;

V : es la velocidad de movimiento (de cálculo), en km/h;

L : es el intervalo entre los camiones que viajan uno tras otro, en m;

K_i : es el coeficiente de irregularidad del movimiento.

El valor del intervalo de seguridad se suma del tramo recorrido desde el tiempo de reacción del chofer, el camino de frenaje y la longitud del camión:

$$L = \frac{v_t}{3,6} + \frac{v^2 (1 + \alpha)}{254 (\psi + \omega_0 \pm i)} \quad (8.57)$$

Donde:

$t_r = 0,3-0,5$: es el tiempo de reacción del chofer, en s;

ψ : es el coeficiente de cohesión; para las peores condiciones (cubiertas mojadas) se toma entre 0,2 y 0,25;

l_a : es la longitud del camión, m;

α : es el coeficiente de inercia de las masas rotatorias.

La capacidad de tránsito de las vías principales de dos franjas se determina por la misma fórmula para cada dirección.

La distancia de seguridad por cálculo de los camiones BELAZ-540 y BELAZ-548 con velocidades de 20, 40, 60 km/h, para máquinas cargadas consisten respectivamente en (30-40; 70-90; 120-200) m; y para máquinas vacías (30-35; 60-75; 100-140) m.

Cuando se realiza el movimiento por una sola vía y encuentro, entonces se disminuye la velocidad en los desvíos de paso de los camiones:

$$N'_n = \frac{60}{k_i \cdot t'} = \frac{1000 v'}{K_i \cdot L} \quad (8.58)$$

Donde:

t' : es el intervalo de tiempo entre los camiones, tomando en cuenta la disminución de la velocidad durante el desvío para los camiones en encuentro, en min.

$$v' = (0,75 - 0,80) v \quad (8.59)$$

El esquema del movimiento en encuentro de los camiones trae consigo una disminución considerable de la productividad del transporte automotor y puede emplearse con el movimiento de más de 20 camiones en una hora.

Capacidad de transporte:

$$M_a = \frac{NI}{f} \cdot q_a \cdot t \quad (8.60)$$

Donde:

NI : es la capacidad de tráfico limitada para el tramo de la red de vías de automóviles durante el día;

$f=1,75-2,0$: es el coeficiente de reserva de la capacidad de tráfico;

q_a : es la capacidad de carga de los camiones, t.

Métodos de aumento de la capacidad de transporte

Aumento de la capacidad de carga de los medios de transporte automotor.

División, donde esto sea posible, del movimiento de cargas en varias direcciones, por la construcción de dos o tres entradas; gracias a esto se acorta la distancia de transportación hasta las escombreras y se mantiene la continuación del trabajo aunque se rompa o elimine alguna entrada.

Utilización donde sea posible económicamente, el movimiento circular de los vehículos.

CAPÍTULO IX

Equipos de movimiento de tierras

El bulldozer

En la actualidad el desarrollo del equipamiento empleado, para el movimiento de tierras y labores en minas a cielo abierto, ha proporcionado la existencia de un alto número de máquinas, que se utilizan en labores de preparación, finales y de extracción-transportación.

Las máquinas explanadoras se emplean ampliamente en la construcción de vías de todo tipo, en la extracción y transportación de materiales en las canteras en pequeñas distancias, en trabajos de obras hidráulicas (diques, canales, relleno de regiones pantanosas, etcétera).

Dentro de esta amplia gama de equipos, nos limitaremos a analizar el bulldozer por ser esta la máquina primaria en la mayoría de las funciones mencionadas anteriormente.

El bulldozer o explanadora normal

El bulldozer (Figura 9.1) es un tractor equipado con una hoja de empuje frontal que puede subir o bajar por medio del control hidráulico o de cables. Se emplea para cortar el terreno y empujarlo; la hoja cortante, que puede ser recta o ligeramente curvada está dispuesta en la parte delantera del tractor, perpendicular a su eje longitudinal; existe una versión del bulldozer, en la cual la hoja puede inclinarse y empujar lateralmente el material arrancado, cuando el tractor se mueve hacia delante. El equipo descrito se denomina angledozer, cuando sus hojas se colocan rectas, éste realiza el mismo trabajo que el bulldozer.

Partes fundamentales y particularidades de los bulldozeros y angledozeros

Los bulldozeros y angledozers poseen además de los elementos de los tractores los siguientes: el dispositivo de mando de la hoja, los brazos de empuje, los brazos para la inclinación frontal y la hoja.

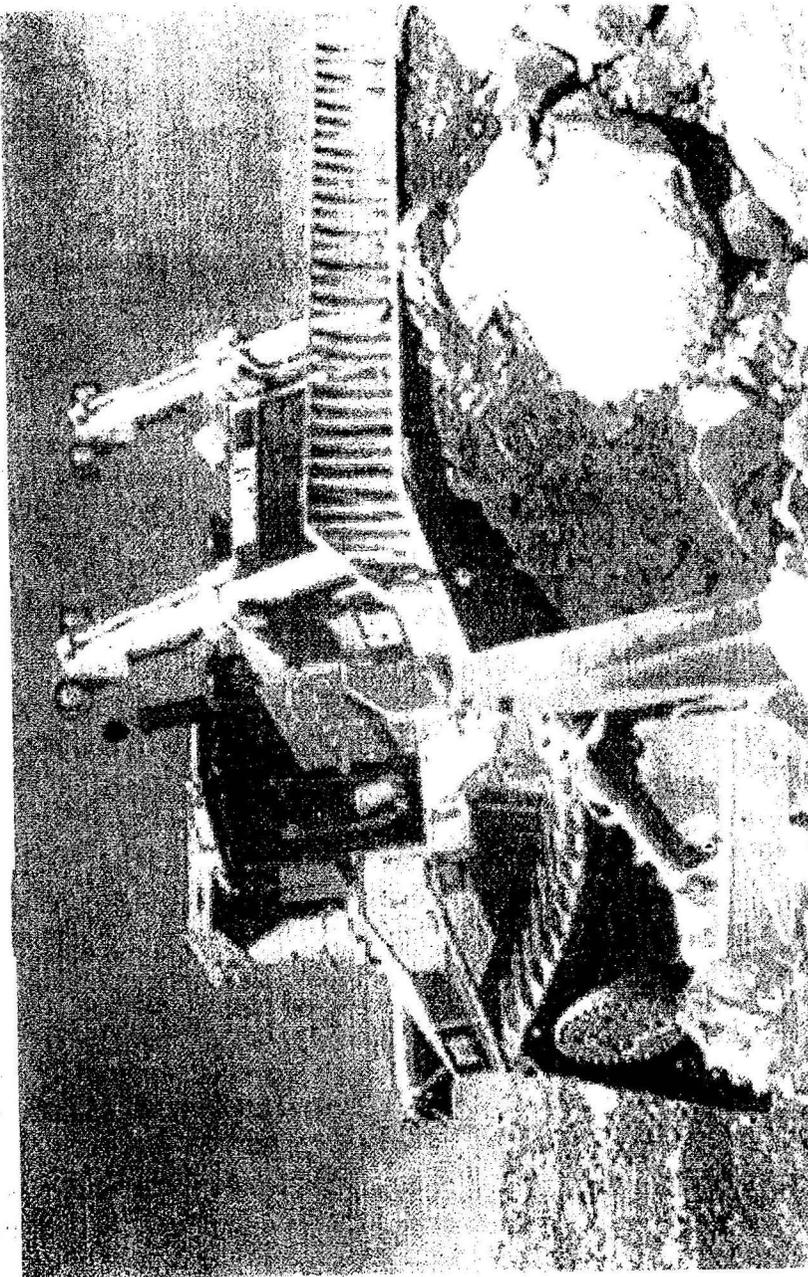


FIGURA 9.1. Vista general de un bulldozer.

La hoja es una estructura maciza que tiene un respaldo y una base rectangular; el filo delantero de la base es una hoja plana con cuchilla de acero duro y tenaz que protege la hoja por delante y por detrás. Las hojas son de forma variable en dependencia del tipo de labor que se designe al equipo. Si el bulldozer se emplea sólo para el empuje de los materiales, es adecuada la hoja recta o plana.

Para el bulldozer, que debe excavar y empujar el material depositándolo lateralmente, es preferible la hoja cóncava.

Los brazos de empuje son vigas huecas que van por medio de una conexión articulada del tractor a la parte inferior de la hoja. La mayor parte de los tractores tienen brazos montados en el exterior de los bastidores de las esteras, aunque también los hay que los poseen interiores. Los brazos se usan cuando es necesario que la anchura del corte sea la misma que la de las orugas.

Los brazos para la inclinación frontal son diagonales entre el brazo de empuje y el costado superior de la hoja. Sostienen la hoja contra las cargas que quedan arriba de la línea de los brazos de empuje y proporcionan medios para regular la inclinación frontal y lateral de la hoja. Estos brazos pueden ser rígidos o flexibles.

Sistema de mando del movimiento de la hoja

Se emplean dos sistemas: el hidráulico y el de cable. En el sistema hidráulico la bomba mantiene a presión el fluido que se distribuye a los gastos a través de los conductos. En algunos modelos se utiliza un radiador como elemento refrigerante auxiliar, lo cual es conveniente para disminuir considerablemente la acción nefasta del fluido caliente sobre los conductos. El trabajo es más fácil con un bulldozer de mando hidráulico, el cual permite además, que una parte importante del peso del tractor se transmita al borde de la hoja a través de la presión de aceite sobre los pistones de los gatos; esto trae como consecuencia que la hoja penetre mejor en el suelo y que el corte del mismo sea más fácil.

En el caso del mando por cable, el cabrestante puede tener un solo tambor, pero es mejor que sea de dos tambores para utilizar el tractor en otros trabajos o por si conviene emplear un escarificador conjuntamente con la hoja del bulldozer.

Según el sistema de rodamiento empleando el bulldozer puede estar soportado por neumáticos o por esteras. Los bulldozeros de esteras se emplean para distancias de tiro no mayores de 100 m, y los de neumáticos se pueden usar en distancias hasta de (150-200) m, siempre que sea posible ir marcha atrás a gran velocidad. Cuando los desplazamientos en las obras son frecuentes y cuando la máquina ha de rodar por carretera, para desplazarse de un lugar a otro es preferible el uso del bulldozer de neumáticos.

Explotación de los bulldozers y angledozeres

Los angledozeres y bulldozers sólo trabajan en condiciones económicamente favorables cuando los trayectos que recorrerán son inferiores a 100 m, cuando se trata de tractor sobre esteras y de 150 m, cuando es sobre neumáticos, aunque hay casos, en que se emplean bulldozers de altas velocidades en tramos de hasta 200 m.

El rendimiento máximo se obtiene cortando en tramos de (6-10) m, longitud suficiente para reunir un volumen de material ante la hoja igual a la capacidad de empuje del bulldozer, después de lo cual es necesario trasladar dicho volumen sin que se pierda material, esto se consigue con casi todos los materiales excepto aquellos que son muy poco coherentes y granulados. Cuando los rellenos son muy duros, es necesario romper el suelo previamente con explosivos, o de ser posible con el escarificador. En general los trabajos con el bulldozer se realizan a bajas velocidades, del orden de (40-60) m/min.

En el manejo del bulldozer, como en el caso de cualquier vehículo, es necesario que el operador posea los reflejos extremados de tal manera que las reacciones sean instantáneas. La hoja del bulldozer obedece de manera distinta a los mandos en dependencia de si está cargada o vacía. Es esencial que cuando se trabaja con bulldozer o cualquier máquina exploradora, se descienda por las pendientes llevando la carga, y que se suba en vacío.

La diferencia fundamental entre el bulldozer de estera y el de neumáticos consiste en la relación carga-velocidad, puesto que el modo de trabajar y las maniobras no son muy diferentes. Cuando se trabaja con neumáticos en suelos arcillosos o arena, es necesario reducir la presión del aire de los neumáticos para lograr una cohesión mayor entre ambos elementos.

Durante la excavación, el bulldozer se opera moviéndolo hacia delante y hacia atrás, y levantando y bajando la hoja, poniéndola en contacto con el material para cortarlo y extenderlo o transportarlo. El bulldozer se mueve hacia delante y excava parte del suelo cortado por la hoja, además, se apila al frente de ella. Cuando se empuja el material transportándolo, una parte del mismo se escurre hacia los lados formando camellones.

Fundamentos esenciales para la selección del bulldozer

Cuando se selecciona el tipo de bulldozer es necesario tomar en cuenta dos aspectos principales: el técnico y el de orden económico.

Desde el punto de vista técnico se hace necesario tomar en consideración la potencia, el tipo de dispositivo de empuje del material y el sistema de accionamiento de la hoja.

Actualmente se construyen tractores, cuya potencia es mayor que 150 kW, en algunos casos, alcanzan hasta 300 kW. Como regla los bulldozers potentes poseen el mando hidráulico. Los muy potentes sólo deben utilizarse en obras de gran envergadura o cuando realizan trabajos especializados. Sin embargo, el criterio a seguir cuando se selecciona el bulldozer en lo referente a la potencia, es que ésta sea suficiente para resolver el trabajo que le sea designado. Los bulldozers de potencia inferior a 50 kW sólo se utilizan para rellenos, extensión de tierra o nivelaciones. Las máquinas universales más corrientes son de (75-90) kW y se emplean adecuadamente para todos los tipos de trabajo de construcción.

Según su potencia, pueden haber tractores superpesados, con una potencia superior a los 185 kW; pesados con una potencia de 105-185 kW; medios de 60-100 kW; ligeros, de 15-59 kW; y pequeños, hasta 15 kW.

Según el tipo de dispositivo de excavación es necesario elegir entre el bulldozer y angledozer, además, hay que tener en cuenta todos los aditamentos que se emplean para trabajos especiales como desmonte, descortezados, etcétera.

Si se trata de realizar pistas, carreteras o caminos de servicio, especialmente a media ladera, la máquina que posee más ventajas es el angledozer, hay que seguir recordando que el angledozer realiza las mismas funciones que el bulldozer cuando su hoja está dispuesta perpendicularmente al eje longitudinal del tractor.

Las características del sistema de mando serán resumidas en el siguiente cuadro de ventajas e inconvenientes:

Mando hidráulico

Permite transmitir al borde cortante de una hoja una parte considerable del peso del tractor, propiedad importante para la excavación en terrenos duros.

El movimiento vertical de la hoja está limitado por la carrera de los cilindros, también lo está la profundidad a que puede bajar la misma; sus movimientos son relativamente lentos, lo cual es desfavorable para la ejecución de trabajos de explanación y nivelación.

Manejo exacto de la hoja, donde es necesario que el operador tenga gran experiencia.

La hoja puede estar siempre firmemente sujeta. No hay peligro de que la hoja salte un obstáculo cualquiera y pierda la carga.

Poco desgaste de las partes flexibles y averías poco frecuentes en las bombas.

Mando de cables

El peso de la hoja, y en especial el bastidor, así como la forma de la hoja, son los únicos factores que ayudan a su penetración en el suelo.

La altura de elevación de las hojas es muy superior. Las posibilidades de utilización en trabajos de descortezados son más favorables.

El descenso de la hoja es limitado, pero sus movimientos son rápidos, así como, su reacción ante los mandos, además, existe una sincronización superior entre sus movimientos y el bulldozer.

El manejo de la hoja menos preciso es cuando el operador no posee suficiente experiencia. Los cables no se mantienen en tensión permanentemente.

La hoja no puede fijarse rígidamente y la única fuerza que impide que se levante es su propio peso. Hay peligro si se presenta un obstáculo que la hoja no puede cortar o que corte mal, y además que la misma se levante y pierda la carga.

El consumo de cables es a veces bastante visible.

En los aspectos de orden económico, hay que tener en cuenta que los bulldozeros son máquinas con un gran número de grados de libertad y sumamente versátiles. Cuando se explota adecuadamente, los gastos de explotación son significantes, además, el capital invertido tiene una amortización garantizada, tomando en consideración que el campo de aplicación del bulldozer es amplísimo y es difícil no encontrar tareas adecuadas a este equipo dentro de una obra de movimiento de tierras.

Productividad de los bulldozeros

La productividad del bulldozer está dada por la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{3\,600 \cdot V \cdot \alpha_p \cdot K_u \cdot K_p}{T_c \cdot K_e} \quad (9.1)$$

Donde:

V : es el volumen de roca en estado desbrozado, el cual es transportado por la hoja del bulldozer, en m^3 ;

α_p : es el coeficiente de pérdida de la roca en el proceso de transportación, $\alpha_p = 1 - \beta \cdot l_p$; $\beta = 0,008 - 0,004$ (el mayor valor para roca desbrozada seca, por ejemplo, para arena seca $\beta = 0,004$;

l : es la distancia de transportación, en m;

K_u : es el coeficiente de utilización del tiempo de trabajo; $k = 0,85 - 0,90$;

K_p : es el coeficiente que toma en cuenta la pendiente de la superficie de trabajo (Tabla 9.1);

T_c : es el tiempo del ciclo, segundos, se calcula tomando en cuenta que el viaje en vacío se realiza en la marcha atrás;

K_e : es el coeficiente de esponjamiento de las rocas ($K_e = 1,1 - 1,3$).

El volumen V puede ser determinado de la siguiente forma:

$$V = 0,5 H^2 L \cot \beta \quad (9.2)$$

Donde:

H : es la altura de la hoja, m;

L : es la longitud de la hoja, m;

β : es el ángulo del prisma de rocas, grados.

TABLA 9.1. Valor del coeficiente K_p

Distancia de transportación de la roca, m	Relación entre la longitud horizontal y la longitud total	Trabajo bajando en pendiente, 10 %	Condiciones de trabajo	
			Bajando en pendiente, 20 %	En ascenso, 10 %
15	1,0	1,80	2,50	
30	0,6	1,10	1,60	0,60
65	0,3	0,60	0,90	0,37
100	0,2	0,36	0,55	0,18
				0,12

El tiempo del ciclo T_c se determina de esta forma:

$$T_c = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 \quad , \text{ s} \quad (9.3)$$

Donde:

t_1 : es el tiempo de corte;

t_2 : es el tiempo de transporte de la carga;

t_3 : es el tiempo de viaje en vacío;

t_4 : es el tiempo en el giro (= 10 s en un giro);

t_5 : es el tiempo en el cambio de velocidad (2-3 s en un cambio de velocidad);

t_6 : es el tiempo en bajar la hoja (3-4) s.

El bulldozer realiza la transportación del material en la 1ra velocidad. Esta tarea se recomienda hacerla en pendiente según las posibilidades. El retorno del bulldozer al frente se trata de realizar a la mayor velocidad del tractor. Cuando la distancia de transportación es de más de 50 m, el recorrido en vacío debe realizarse en marcha frontal a la mayor velocidad.

La productividad de bulldozer cuando realizan trabajos de explanado será:

$$Q = \frac{3\,600 \cdot l \cdot (L \cdot \sin \alpha - a) \cdot K_u}{n \left(\frac{1}{v} + t_n \right)} \quad (9.4)$$

Donde:

- l : es la longitud del tramo de trabajo, m;
- α : es el ángulo de instalación de la hoja en el plano. Habitualmente $\sin \alpha = 1$;
- $a = 0,3 - 0,5$ m: es el espesor de la capa;
- n : es el número de pases en un lugar;
- v : es la velocidad media del bulldozer durante el explanado, generalmente se emplea igual a la velocidad del tractor en la 1ra velocidad.

A continuación presentaremos la Tabla 9.2 con la productividad de algunos bulldozeros en dependencia de la distancia de transportación de la roca.

TABLA 9.2. Productividad de algunos bulldozeros

Distancia de transportación del material, m	Productividad por turno, m ³		
	D-271	D-275	D-385
10	700	1070	2100
15	565	880	1730
20	395	590	1180
25	270	400	810
30	190	290	570

La potencia del bulldozer, se gasta al cortar y romper el suelo, y por los rozamientos producidos al aflojar la tierra. La intersección entre la cuchilla y el suelo produce resistencia al movimiento de la máquina.

Si se baja la hoja, ejecutará mayor cantidad de trabajo y la resistencia aumentará, por cuanto una capa más gruesa necesitará más potencia para su excavación que una delgada, y la cantidad total de material que resiste el empuje de la hoja aumenta; si se levanta la hoja, la capa será más delgada y la cantidad

de material empujado será menor, por lo tanto, se reducirán tanto el trabajo como la resistencia

En el caso general, la potencia del bulldozer se calcula por la siguiente fórmula:

$$N = \frac{\sum w \cdot v}{3\,600 \cdot \eta} \quad (9.5)$$

Donde:

- $\sum w$: es la resistencia sumaria durante el trabajo del bulldozer, en kN;
- v : es la velocidad de traslación, km/h;
- η : es el rendimiento mecánico (0,8-0,85).

Las resistencias sumarias del bulldozer son:

$$\sum w = w_c + w_a + w_f + w_p + w_i \quad , \text{ kN} \quad (9.6)$$

Donde:

- w_c : es la resistencia del suelo al corte;
- w_a : es la resistencia de arrastre del prima de material frente a la hoja del bulldozer;
- w_f : es la resistencia por la fricción entre la hoja y el suelo;
- w_p : es la resistencia por el traslado del propio bulldozer;
- w_i : es la resistencia de la pendiente.

Resistencia del suelo al corte:

$$w_c = k_f \cdot b \cdot h \cdot 1\,000 \quad , \text{ kN} \quad (9.7)$$

Donde:

- k_f : es el coeficiente de las resistencias específicas al corte del suelo. Para los bulldozeros, según la categoría del suelo, $k = 0,12-0,06$ Mpa;
- b : es el ancho del corte o longitud de la cuchilla,;
- h : es el espesor medio de la capa cortada, m.

Resistencia de arrastre del prisma de material:

$$W_a (1,2 + 1,3) G_s f g \quad (9.8)$$

Donde:

G_s : es el peso del material frente a la hoja, kg, se obtiene multiplicando el volumen determinado por la fórmula (9.2) por el peso volumétrico;
 f : es el coeficiente de fricción del suelo sobre el suelo (0,7 - 1,2).

Resistencia por la fricción entre la hoja y el suelo:

$$W_f = G_s f' \cos^2 \alpha \quad (9.9)$$

Donde:

f' : es el coeficiente de fricción del suelo y el acero (0,4-0,6);
 α : es el ángulo del corte de la cuchilla en la hoja.

Resistencia al traslado de la masa propia del bulldozer:

$$W_p = \omega_0 \cdot G_b \quad (9.10)$$

Donde:

G_b : peso del bulldozer, t;
 f_i : es el coeficiente de fricción del traslado del bulldozer por el suelo (0,1-0,2). ($\omega_0 = 0,8-1,2$ kN/t);
 i : es la pendiente de la vía. $W_i = (G_b + G_s) \omega_i$.

En las tablas siguientes se expresan las características de algunos bulldozeros (Tablas 9.3, 9.4, y 9.5).

Cargadores frontales

El método de laboreo a cielo abierto continua actualmente su desarrollo vertiginoso. El desarrollo perspectivo de la explotación a cielo abierto de los yacimientos en Cuba, está relacionado con la creación de canteras de materiales de construcción, en un número considerable y con potencias productivas anuales del orden de un millón de m³.

TABLA 9.3. Características técnicas de bulldozeros

Parámetros	Bulldozeros											
	D 535	D 271	D 271 M	D 492-A	D 493-A	D 494 A	D 694	D 275 A	D 521	D 522	D 384 A	D 572
Tractor base	T-74	T-100	T-100 M	T-100 M	T-100 M	T-100 M	T-140M	T-140	T-180	T-180	T-180	T-250
Potencia, HP	75	100	108	108	108	108	100	140(180)	180	180	180	300
Hoja, mm	2650	3 030	3 200	3 940	3 940	3 200	4 000	3 350	3 920	4 430	4 500	4 540
Longitud	800	1 100	1 200	960	960	200	200	1 300	1 350	1 200	1 400	1 550
Altura	600	900	900	1 100	1 050	850		1 400	960	900	800	840
Máxima altura de ascenso sobre superficie apoyo, mm	200	1 000	1 000	1 000	350	380	--	1 000	320	500	250	340
Mayor profundidad penetración, por debajo superficie de apoyo, mm	6 370	13 000	1 300	14 000	14 650	13 700	--	1 785	18 340	19 320	27 800	31 380
Peso con tractor, kg												
Tipo de máquina	Rígidos	Rígidos	Angledozer	Angledozer	Rígido	Rígido	Angledozer	Angledozer	Rígidos	Rígidos	Rígidos	Rígidos

TABLA 9.4. Velocidad del bulldozer para varias operaciones

Tipo de material	Tractor base	Velocidad del bulldozer (m/s) en:		
		Recogida de material	Traslado de material	Viaje de retorno
Arena, tierra arcillosa, capa vegetal sin raíces	T - 100	0,67 - 1,0	1,0 - 1,5	1,8
	T - 140	0,67 - 1,2	1,2 - 1,6	1,7
	- 250	0,55 - 1,3	1,1 - 2,0	1,7 - 2,5
Arcilla, capa vegetal con raíces y mezclas con gravas, cantos rodados y gravilla	T - 100	0,67	1,0	1,2 - 1,8
	T - 140	0,67	1,2	1,2 - 1,6
	- 250	0,55 - 0,90	1,1	1,1 - 1,7
Roca dura previamente desbrosada	T - 100	0,15 - 0,22	0,67	0,67 - 1,1
	T - 140	0,17 - 0,27	0,67	0,67 - 1,2
	- 250	0,20 - 0,35	0,61 - 0,78	0,7 - 1,1

TABLA 9.5. Características de algunos bulldozeros producidos en EE. UU.

Parámetros	Michigan 280	Michigan 380	Michigan 480	Carterpillar 824B	Carterpillar 834
Potencia del motor, Hp	290	430 - 450	600	275 - 365	360 - 420
Ancho de hoja, m	4,06	4,27	4,3	4,04	4,47
Altura máxima de hoja, m	1,32	1,32	1,32	1,4	1,4
Paso con dispositivos, t	24,5	44	48	30	40
Velocidad máxima, km/h	36,0	36,0	35	28,5	37
Esfuerzo de tracción, kn	142	255	279	172	235

También la base de materia prima para el Ministerio de la Construcción y algunas otras industrias se caracteriza por la presencia de un gran número de yacimientos de pocas reservas industriales y pequeñas dimensiones, cuya explo-

tación tiene un significativo sentido para el desarrollo de la economía en nuestro país.

Por esta razón fundamental, existe la tarea de seleccionar adecuadamente el equipamiento que pueda satisfacer los factores antes mencionados, sobre la base de lograr un conjunto de producción en las canteras y el movimiento de tierra en general que tengan movilidad operativa, menor dimensión y alta productividad a la vez, que no sean costosos, capaces de realizar los diferentes tipos de trabajo: extracción-carga, carga-transporte, etcétera.

Todas estas condiciones son satisfechas en gran medida por los cargadores frontales, los cuales tienen una gran aplicación en las canteras de Cuba y un futuro prospectivo seguro.

En Cuba, cobra principal interés, la correcta explotación y conservación de estos equipos, toda vez que ellos tienen que ser importados de diferentes países, tanto socialistas como capitalistas, afectando nuestra disposición de divisas.

Tipos de cargadores, características y uso

En los últimos años en las minas a cielo abierto y las canteras, así como, en los trabajos de movimiento de tierra en la construcción, se emplean ampliamente los cargadores frontales de estera y de neumáticos. La construcción mundial de equipos de extracción ha prestado especial importancia a los cargadores frontales como los más sencillos en la construcción y seguros durante su explotación. Además, los cargadores sobre esteras se construyen ventajosamente sobre la base de tractores especiales o tomando como base los tractores industriales sobre esteras y los cargadores sobre neumáticos que han recibido mayor desarrollo, se crean sobre la base de bastidores de neumáticos autopropulsados, con la disposición trasera de los motores con la pizarra de los controles delante.

A nivel mundial se construye, en un extraordinario grupo de firmas, una amplia gama de cargadores frontales sobre neumáticos y un poco menos de cargadores frontales sobre esteras.

De tal manera, la construcción de cargadores frontales de gran potencia se produce en muchos países y continuamente crece.

En las condiciones de las canteras se diseminaron preferentemente los cargadores más sencillos desde el punto de vista constructivo. Los cargadores de bastidor rígido con descarga frontal y sobre neumáticos.

Los cargadores potentes modernos, se fabrican con equipamiento hidráulico y con motores Diesel. Muy prospectivos para trabajos en minas a cielo abierto

son los cargadores superpotentes con equipos Diesel-eléctricos y disposición en las ruedas de motores eléctricos.

En los Estados Unidos se fabrican cargadores frontales sobre neumáticos y esteras, los cuales se caracterizan por su gran capacidad de carga en correspondencia con el aumento también de la capacidad de carga de los medios de transporte (camiones). Así la firma Caterpillar, tomando en cuenta que se construyen camiones con una potencia de 1 300 H P y una capacidad de carga superior a 125 t, construye cargadores con una capacidad de carga en correspondencia con ello.

Las firmas Allis Chalmer, Carterpillar, Euclid, construyen cargadores en los cuales emplean turbinas de gases, en calidad de equipos de fuerza cuyo peso es varias veces menor que el correspondiente en potencia del motor Diesel.

Los cargadores frontales sobre neumáticos, se construyen bajo un esquema constructivo principal (Figura 9.2). Sobre el tractor o chasis especial se instala la pluma, en cuyo extremo con ayuda de bisagras se fija el cubo. El movimiento pendular de la pluma con el cubo hacia abajo se realiza con el mecanismo de ascenso. La manipulación del mismo se produce forzada por su mecanismo de volteo.

Los parámetros técnicos de explotación principales, que caracterizan las posibilidades tecnológicas del equipo de trabajo son: capacidad de carga, esfuerzo específico de corte, altura de descarga de la cuchara, vuelo del borde de la cuchara y ángulo de giro durante la descarga.

La capacidad de carga del cargador, consiste en la posibilidad que tiene éste de levantar la carga de mayor peso, con satisfacción de la estabilidad necesaria. Hay que diferenciar la capacidad de carga del cargador en estado estacionario y en movimiento (nominal). La capacidad de carga durante el movimiento es comúnmente de 2 a 2,5 veces menor que en la posición estacionaria.

El esfuerzo específico de corte, es el esfuerzo desarrollado en el borde del cubo del cargador y referida a un centímetro de su ancho. Para los cargadores potentes sobre esteras y superpotentes sobre neumáticos, el esfuerzo específico de corte alcanza 9,8-12 MPa y más.

La altura de descarga de la cuchara (Figura 9.3) es el parámetro que representa la posibilidad de cargar a los medios de transporte tolvas y otros recipientes con el borde situado en alto. La altura de descarga de los cargadores, comúnmente crece con el aumento de sus dimensiones típicas.

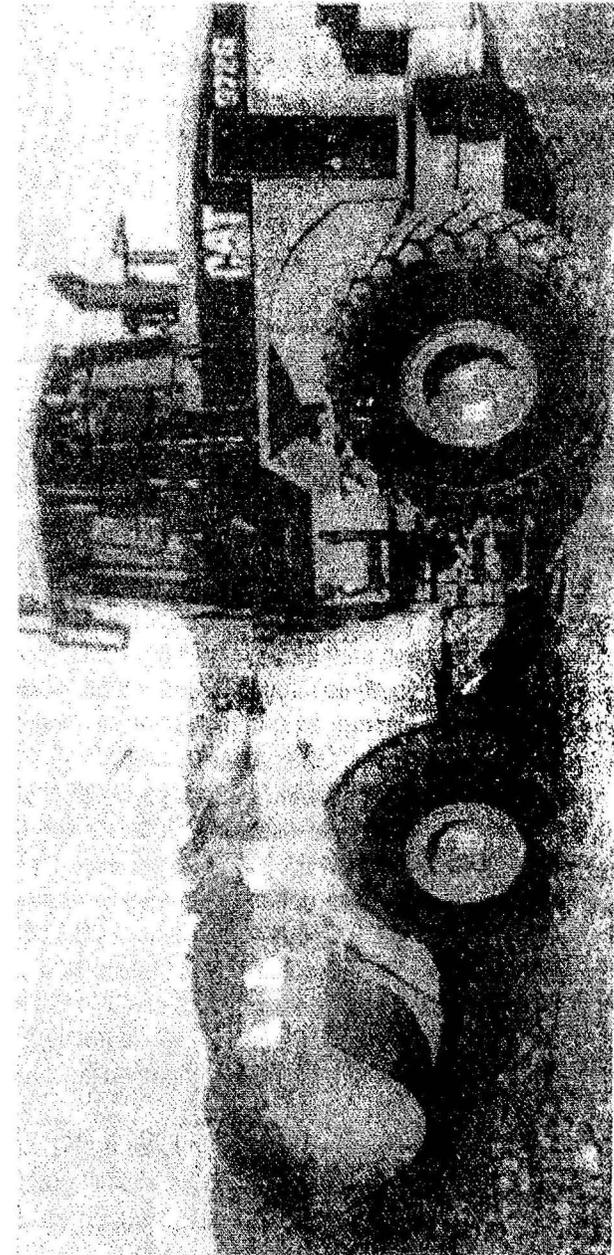


FIGURA 9.2. Vista general de un cargador.

A pesar de que a nivel mundial la producción de cargadores de esteras en comparación con los de neumáticos ha disminuido, aún los cargadores potentes sobre esteras se fabrican para trabajos especiales, a cielo abierto y movimiento de tierra (en condiciones naturales difíciles).

Las características técnicas de los cargadores sobre esteras se encuentran en la Tabla 9.7.

TABLA 9.7. Cargadores sobre esteras (URSS)

Parámetros	D - 574 (TO - 7)	D - 653 (TO - 10)	D - 543 (TO - 5)
Capacidad de carga, t	2,0	4,0	5,0
Capacidad de la cuchara, m ³	1,0	2,0	2,8
Ancho de la cuchara, mm	2 100	2 890	3 102
Altura máxima de descarga, m	2,7	3,08	3,20
Potencia del motor, HP	75	130	180
Velocidad de rotación, rpm	1700	1 070	1 050
Transmisión	Mecánica	Mecánica	Mecánica
Esfuerzo de tracción máximo, kn	58,8	98	168
Velocidad máxima de traslación, km/h	10,7	11,17	10,9
Presión específica sobre el suelo (sin carga), kPa	48	-	66,7
<i>Dimensiones del cargador, mm:</i>			
Longitud	6 200	5 150	7 490
Ancho	2 150	2 780	3 140
Altura	2 230	2 970	3 040
Peso, t	8,6	21,2	23,9

Nota: Estos cargadores poseen un juego de cucharas que amplían su capacidad de trabajo al ser intercambiables. Se emplean 5 tipos de cucharas.

El campo principal de aplicación de los cargadores sobre esteras es el trabajo de emplanado en los suelos mojados. El uso de instrumentos cambiables, como por ejemplo, la cuchara por una cuchilla, permite el empleo de estas máqui-

nas no sólo como máquinas de extracción-transporte, sino también como equipo roturador, zanjador, etcétera.

Como ventaja de los cargadores de estera tenemos: la posibilidad de obtener grandes esfuerzos de empuje, menor presión específica sobre el suelo.

Ventajas y desventajas de los cargadores

El empleo de cargadores frontales en el mundo, es muy significativo en los últimos tiempos, hay una marcada tendencia a sustituir el trabajo de excavadoras de pala directa de pequeña y mediana capacidad. Esto ha sido posible debido al gran número de ventajas que tienen los cargadores frontales sobre las excavadoras:

- Comparativamente, un gran volumen del cubo, en relación con el peso del cargador (el cargador pesa de 6 a 8 veces menos que la excavadora de igual capacidad).
- Alta velocidad de traslación, la cual supera en 30 y 90 veces la velocidad de traslación de la excavadora, lo cual permite realizar con una máquina las operaciones no sólo de carga, sino también de transporte.
- Alta maniobrabilidad, que permite realizar la carga en lugares estrechos donde no penetra la excavadora.
- Independencia de la productividad de la excavadora en función de la disminución de la altura del frente, lo cual crea condiciones favorables para el laboreo de escalones de poca altura.
- Posibilidad de trabajar con el cargador varias canteras, que se encuentren a una distancia de 6 km, una de otra.
- Menores gastos de explotación (en 1,5 veces y más) y en la inversión para obtener el cargador (en 3-4 veces).

El cargador frontal sobre neumáticos, satisface el servicio en varios frentes de la cantera y mina, lo que excluye la necesidad de un parque de excavadoras excesivas con su baja utilización cuando se laborean yacimientos de varias leyes o tipos de mineral que exigen homogeneización previa, y además, que pueda trasladarse con sus propios medios de un objeto a otro sin necesidad de emplear medios especiales de transporte.

Los cargadores provistos de esteras en vías en buen estado, sin carga pueden ascender hasta 35° y con cargas, hasta 25°.

En condiciones similares el ángulo de ascenso límite para los cargadores sobre neumáticos, no sobrepasa los 20°.

Entre las desventajas de los cargadores podemos considerar:

- a) El relativo poco esfuerzo de empuje para el laboreo de materiales duros mal desbrozados.
- b) Los parámetros constructivos más pequeños que los cargadores, con relación a las reglas de explotación de los yacimientos a cielo abierto, limita su uso en escalones mayores de 11 m.
- c) El uso de los cargadores en calidad de máquina de extracción carga y carga-transporte se limita, principalmente, para canteras de poca potencia.

Esquemas tecnológicos con los cargadores en las minas a cielo abierto

Los esquemas tecnológicos, en dependencia de los trabajos que se realizan en la cantera, pueden ser divididos en los siguientes grupos:

1. En calidad de máquina de arranque-carga.
2. En calidad de carga-transporte.
3. En calidad de equipo auxiliar.

Estos son los esquemas que se usan cuando se emplean los cargadores en calidad de equipo de extracción-carga. Para las canteras no muy grandes se usa la variante de laboreo, utilizando cargadores en calidad de equipo básico de extracción-carga (en algunos casos también de apertura). Sobre todo la variante cobra especial interés y produce sus mejores efectos cuando el cargador se emplea para el laboreo simultáneo de varios yacimientos cercanos uno de otros. Son conocidos también los trabajos de los cargadores en el complejo bulldozer con roturador, que forma una pila de 3 a 4 m de altura. En las canteras con grandes volúmenes de trabajo y donde se extrae mineral de muchas leyes, el cargador trabaja en combinación con excavadoras potentes, como equipo auxiliar. De este modo, el trabajo con el cargador frontal es conveniente, cuando se produce la extracción selectiva de la parte de roca explosionada donde no es efectivo el trabajo de excavadora, debido a la pequeña altura y también en los casos en que la explosión, el cargador apila la roca desbrozada y regada para la pila principal y realiza la carga de los primeros camiones, el mismo tiempo que la potente excavadora sale lentamente fuera de su zona de seguridad y se encuentra en camino.

Los cargadores trabajan también las filas intermedias, producidas con ayuda de las dragalinas potentes. Éstos se emplean para la carga del material en los medios de transporte (camión, tren).

El costo de producción de la carga de 1 m³ de material desbrozado con el cargador sobre neumáticos y cubos de 3 a 7 m³ es de 18 a 50 % menor que con excavadoras con cubos de 2 a 4 m³ de capacidad, con casi la mitad de las inversiones específicas, además, la productividad del trabajo en la actividad de extracción-carga con cargadores aumenta entre 1,5 y 2,5 veces.

Sin embargo, los parámetros técnico-económicos de los trabajos a cielo abierto con empleo de cargadores como equipos de extracción-carga, dependen significativamente de sus esquemas de trabajo en el frente (Figura 9.4).

Los esquemas más utilizados en la combinación cargador-camión son los siguientes:

1. Carga con giro parcial del cargador con movimiento adelante hacia el frente alejándose del camión parqueado bajo un ángulo de 30° aproximadamente (raras veces hasta 45°) con relación al frente de trabajo (Figura 9.4 a). Bajo este esquema el cargador de neumáticos cargado, se aleja del frente, en marcha atrás con un pequeño giro (30° -45°) en sentido contrario al camión y girando en marcha hacia adelante se acerca al camión y descarga su cubo en él. El cargador vacío se separa en marcha atrás con un pequeño giro y después adelante, se acerca al frente para llenar el cubo. El ciclo se repite hasta tener completamente lleno el camión. Con este esquema es posible el trabajo del cargador con la menor distancia (hasta 10 y 15 m) del frente al camión y en sentido contrario, además mantiene la perpendicularidad al llegar al frente para palear. Aquí es necesario tener en cuenta que la disposición muy cercana del camión al cargador exige una maniobra más exigente con poca velocidad y aumenta el tiempo de parqueo del cargador con el camión, de cuyo resultado disminuye la productividad de los trabajos de carga-transporte. La distancia entre el cargador y el camión cuando se acerca para descargar lateralmente, deberá ser no menor de 300 mm. Las observaciones prácticas han demostrado que los mejores resultados se obtienen cuando para la descarga del camión se emplean cargadores sobre neumáticos con el chasis abisagrado, por cuanto el tiempo del ciclo se hace mucho menor. Este esquema de

- trabajo, exige un mayor ancho de la plataforma de trabajo que cuando se emplea con un giro del cargador de 90° .
2. Cuando se carga con movimientos periódicos del camión hacia adelante y atrás, paralelo al frente de trabajo (Figura 9.4 b) y el cargador se mueve con un vaivén perpendicular al frente de trabajo. El cargador lleno se separa del frente en marcha atrás, comúnmente a la distancia no mayor de 6 a 10 m (considerando el paso seguro del camión entre la pila y el cargador). Al ir de marcha atrás el cargador, lleva el cubo a la altura de la descarga. Perpendicular al cargador, se instala el camión bajo la cuchara con el material. Después de la descarga, el camión se aleja del cargador hacia el frente para llenar de nuevo el cubo. El cargador lleno retorna a la posición de descarga, y el camión en marcha atrás se pone bajo la cuchara para recibir el material y el ciclo se repite hasta que el camión esté lleno completamente. De este modo el esquema descrito excluye los giros del cargador, lo cual es especialmente importante para los cargadores sobre esteras (ya que de esta manera disminuye el desgaste de las partes móviles y el mecanismo de giro). Por varias razones que son fáciles de deducir, el esquema de vaivén se emplea solamente cuando los cargadores que trabajan son de bastidor rígido y en frentes estrechos, cuando es difícil o imposible utilizar otros esquemas o cuando se emplean cargadores por esteras.
 3. Carga de camiones con entrada sin salida (disposición por pareja de anulado y giro del cargador en un ángulo de 30 a 90° cuando se aleja y llega al frente (Figura 9.4 c). El parqueo del par de camiones en un solo lado se produce en marcha atrás hacia el frente, permite disminuir al máximo el tiempo de parada del cargador o la ausencia de camiones vacíos, sin embargo, aquí se complican las maniobras de las dos máquinas parqueadas al lado una de otra y también aumenta la distancia de recorrido del cargador cuando se carga el segundo camión.
 4. Cuando se carga el camión con una entrada sin salida para el cargador, estando el primero situado en la vía principal (Figura 9.4 d). El cargador con la cuchara llena desde el frente, parte del mismo en marcha atrás, sea en línea recta (en el caso que no se pueda girar por

el pequeño ancho de la franja) o bien con un giro de 90° en sentido contrario al equipo de transporte, el cargador después avanza en línea recta y descarga la cuchara en él. El cargador vacío en marcha atrás regresa en línea recta y el consiguiente giro aproximado a 90° (en el sentido contrario al frente), después en marcha hacia adelante en línea recta avanza hacia el frente para llenar la cuchara. En éste aumenta la distancia de traslado del cargador y conjuntamente con esto mejoran los parámetros de trabajo del transporte, debido a la economía de tiempo y medios relacionados con la ausencia de maniobra de los camiones. Este esquema de trabajo de los cargadores es racional con el transporte automotor en condiciones específicas (condiciones de vías difíciles, en los límites del escalón, etcétera) y también con el empleo del transporte por ferrocarril.

5. La carga de camiones con el parqueo en pareja en dos lados, paralelos al frente de trabajo o con ataque sin salida del cargador (Figura 9.4 e), se emplean cuando existen escalones anchos, cuando se trabaja en almacenes de mineral, etcétera. Cuando hay poco volumen de trabajo y distancia de transportación, este esquema permite a un solo chofer trabajar con dos camiones alternando el traslado del camión cargado con la carga en ese momento del vacío.
6. Con el giro del cargador en 90° hacia el camión (Figura 9.4 f). El camión en marcha atrás se detiene perpendicularmente al frente de trabajo a cierta distancia. El cargador lleno en marcha atrás se mueve paralelo al camión, después en avance, con un giro de 90° se acerca al camión y descarga la cuchara. El cargador vacío en marcha atrás gira 90° alejándose del camión y después en marcha hacia adelante avanza hacia el frente para palear el material. Este esquema de carga satisface una menor productividad, pero permite trabajar en condiciones muy estrechas.

En la (Figura 9.5) se puede observar esquemáticamente la forma correcta de trabajar con el cargador, cuidando con ello la estabilidad del equipo al trasladarse.

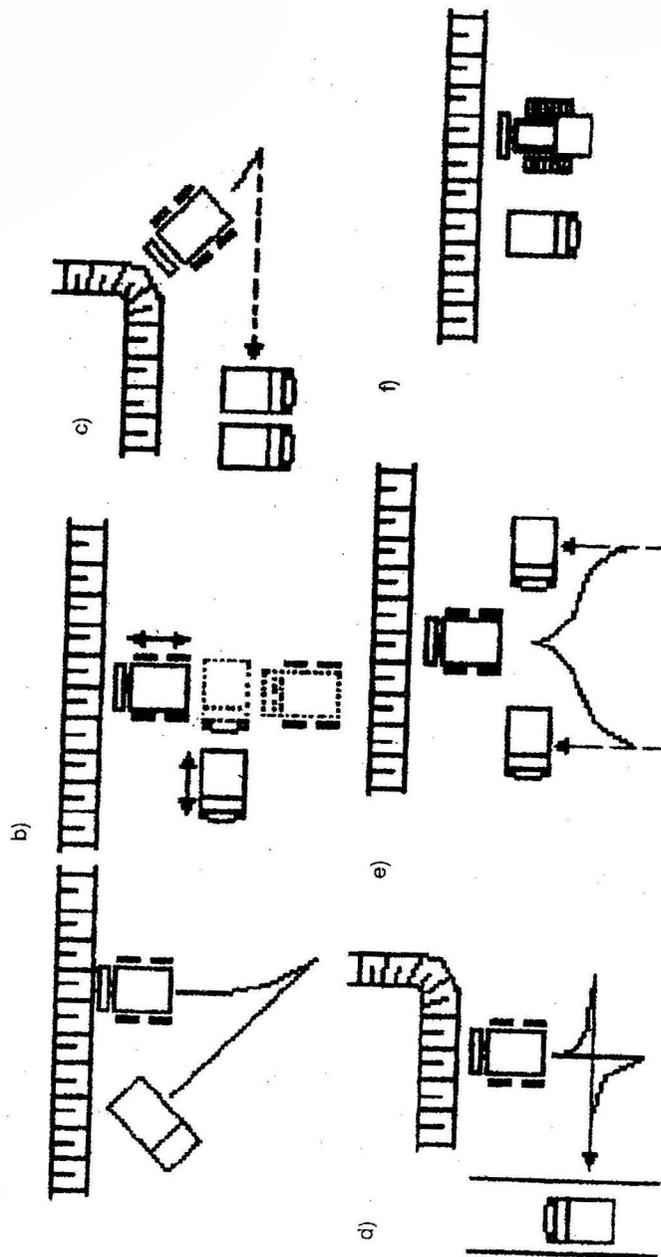


FIGURA 9.4. Esquemas de trabajo de los cargadores.

346

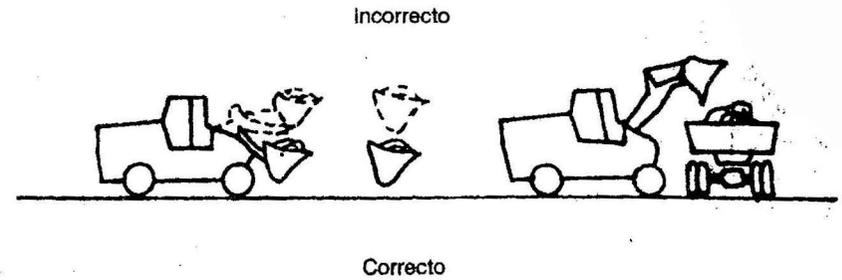


FIGURA 9.5. Movimiento del cargador desde el frente hasta el camión.

Esquema empleando los cargadores en calidad de equipo de carga-transporte

Cuando se laborean yacimientos a cielo abierto, frecuentemente es necesario trasladar el mineral y la roca de destape a una distancia relativamente no grande (hasta 500 a 1 000 m). Por ejemplo, cuando se laborean yacimientos en lomas o montañas y se usan contra pozos, para enviar el material desde la mina, se emplea un sistema de transporte combinado: con los camiones se lleva el mineral desde las excavadoras hasta los contrapozos a una distancia de 100-500 m. El mineral por gravedad llega al ferrocarril o transportador del socavón (Figura 9.6). En estas condiciones los cargadores frontales sobre neumáticos pueden ser empleados exitosamente en calidad de equipo principal de carga-transporte en excavadoras, camiones y bulldozers. De esta manera se excluye el punto de recarga y se entrega el mineral directamente desde la cantera con el menor gasto de explotación. Según los esquemas presentados en la (Figura 9.5) se puede obtener el trabajo del cargador frontal sobre neumáticos en función de la excavadora, el camión y el bulldozer.

Ese esquema planteado tiene una eficiencia particularmente alta cuando además se emplea el cargador frontal sobre neumáticos en combinación con una instalación de trituración móvil (del tipo Rock belt) lo cual facilita la acción toda vez que dicho equipo al poder trasladarse siempre pueda encontrarse en las distancias óptimas para el conjunto carga-transporte. También es conveniente en el sentido de poder disminuir considerablemente el número de instalaciones de trituración.

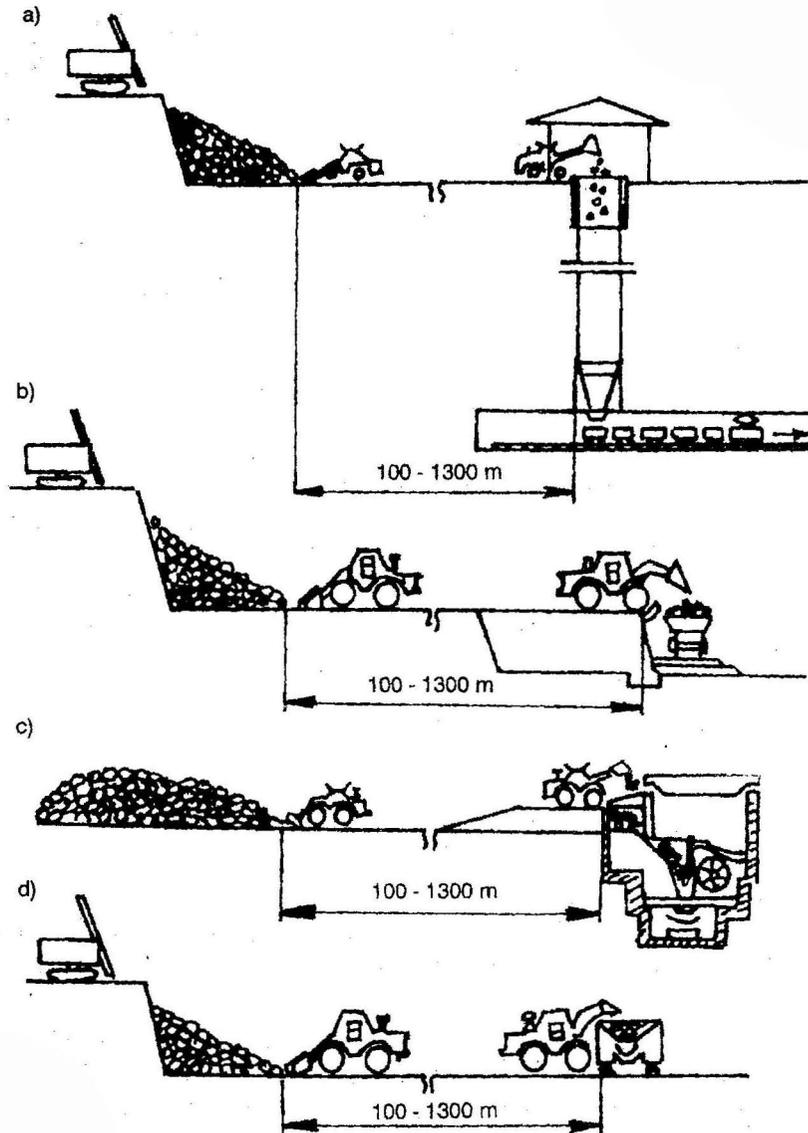


FIGURA 9.6. Esquemas racionales de carga-transporte.

Esquema usando cargadores en calidad de equipo auxiliar

Los cargadores frontales poseen una alta movilidad. Esta movilidad los ha marcado con equipos auxiliares en las canteras modernas grandes. Los cargadores se emplean para amontonar el material desbrozado en la pila principal. La carga y transportación de los pedazos sin gálibo desde los frentes y tolvas al punto de trituración, construcción y mantenimiento de los camiones de cantera, limpieza de las plataformas de trabajo después de la explosión, traslado de las vías férreas y los extremos de transportadores, traslado del material de destape y su nivel en las escombreras y muchas otras actividades complementarias muy disímiles entre sí, como son: limpieza de las bermas, el techo y el piso de los yacimientos, realizan labores de recultivación o reforestación de las reas laboreadas, etcétera.

La mayor efectividad de esta labor se consigue cuando el cargador realiza las labores auxiliares conjuntamente con las fundamentales (carga del mineral y las rocas o material de destape). En estas condiciones el coeficiente de utilización de tiempo de los cargadores 0,9-1,0 además, tienen mejor índice económico que las excavadoras de pala directa con igual capacidad de carga.

Construcción de trincheras y parámetros del sistema de laboreo a cielo abierto empleando cargadores frontales

El empleo de cargadores frontales en las canteras, a cambio de los equipos tradicionales para la extracción y el transporte (excavadora-camión, vagón, etcétera) está relacionado con el cambio de los parámetros y del sistema de laboreo.

Apertura del yacimiento. Desde antes se hacen trincheras o semitrincheras (por la pendiente).

La extracción de material o la realización de trincheras, empleando cargadores en calidad de equipamiento de carga-transporte, puede hacerse con un frente compacto (a toda la sección de la trinchera) o cuando se realizan trincheras profundas, entonces en capas.

Las excavaciones a toda la sección se hacen perfectamente cuando las trincheras no son muy profundas.

La productividad de los cargadores y la velocidad de construcción de la trinchera aumenta si se carga la roca desbrozada, no en un tramo horizontal, sino cuando se hace bajo un ángulo, el cual debe ser mayor de 1:5. De esta manera, aumenta el esfuerzo de empuje y se llena más rápido la cuchara. Con la cuchara llena el cargador, sale de la trinchera en marcha atrás y transporta la roca al punto de descarga.

Cuando se hacen trincheras en rocas duras y también cuando las trincheras son profundas en rocas de cualquier dureza, es racional emplear el método por capa. Este método de avance se concreta en la extracción sucesiva de capas inclinadas y su traslado desde la trinchera en marcha atrás, hacia la escombrera y para la carga al camión. La altura de cada capa puede ser entre 3 y 6 m. Cuando se realizan trincheras en rocas duras con el aumento de la altura de la capa disminuye el volumen y el costo de los trabajos de perforación.

Las trincheras construidas con cargadores dan la posibilidad de disminuir al mínimo el ancho del piso de las mismas (alcanzando hasta 6 m contra los 18-19 m) utilizando excavadora y los camiones BELAZ-540).

El uso de los cargadores en calidad de equipamiento principal para las canteras, en varios casos está relacionado con el cambio de algunos parámetros del sistema de laboreo a cielo abierto.

Altura del escalón. La altura del escalón se limita, además de por reglas de explotación, por las reglas de seguridad correspondientes. La altura del escalón, cuando se explotan rocas blandas que no necesitan trituración previa con perforación y explosivo, comúnmente no debe superar la altura de paleo, excluyendo aquellos casos en que el laboreo de rocas friables que se desprenden paulatinamente desde arriba, no representa un peligro para el trabajo del cargador y el operador.

Cuando se laborean rocas duras explosionadas, la altura del escalón deberá ser no mayor de 1,5 veces la altura de paleo, lo cual llega para cargadores de cantera a (8,3-10,5) m. El aumento del esfuerzo de penetración de la cuchara, su coeficiente de llenado, la productividad de la máquina y la capacidad energética del proceso de paleo de los diferentes materiales se produce solamente hasta determinadas alturas del escalón, igual a 1,4 m. Para los nuevos cargadores con capacidad de cuchara mayor de 5 m³ el límite de la altura del escalón por la cual su productividad disminuye, llega hasta 1,8 m. El subsiguiente aumento de la altura de la pila de roca prácticamente no influye en el cambio de productividad de la máquina de carga.

Ancho de la franja. El ancho de la franja en el trabajo de los cargadores no influye de forma directa en su productividad.

El ancho de la franja para los cargadores abisagrados articulados se suma el ancho del cubo y la menor distancia entre el cargador y el borde inferior de la pila o escalón C_1 (0,4 - 0,6 m):

$$A_{min} = B_c + C_1, \text{ m} \quad (9.11)$$

El ancho del cubo de los cargadores potentes llega hasta 4 m, de lo cual se deduce que el ancho mínimo de la franja para los cargadores articulados y también para cargadores menos potentes con las ruedas trasera direccionales alcanza de 4,5 a 5 m.

La plataforma de trabajo del escalón. En el caso general, el ancho mínimo de la plataforma de trabajo del escalón se forma del ancho de la pila de la masa explosionada A , el ancho de la franja de transporte T , la distancia necesaria entre la pila o escalón y la capa de transporte Z y la distancia Z' de la capa de transporte hasta el borde superior del escalón.

$$B_{pe} = A + T + Z + Z' \quad (9.12)$$

El ancho de la pila después de la explosión de rocas duras puede determinarse por la fórmula del académico N. V. Melnikov.

$$a = A + x = 1,41 H \sqrt{\frac{k_e \eta' (1 + \eta'') \operatorname{sen}(\alpha - \beta)}{\operatorname{sen} \alpha \cdot \operatorname{sen} \beta}} \quad (9.13)$$

Donde:

- A : es el ancho de la banda, m;
- x : es el ancho del montón de roca explosionada, m;
- H : es la altura del escalón, m;
- K_e : es el coeficiente de esponjamiento;
- η' : es la relación entre la línea de resistencia por la base de la primera fila de barrenos y la altura del escalón.

$$\eta' = \frac{W}{H} = (0,55 - 0,7)$$

Donde:

- $\eta'' = 0,75 - 0,85$: es la relación de las distancias entre las filas de barrenos y la línea de resistencia por la base;
- α y β : son los ángulos del escalón, antes y después de la explosión.

Cuando se emplean cargadores frontales, el valor mínimo de la plataforma de trabajo en gran medida depende del esquema de trabajo del cargador en el frente (Figura 9.7) y el apareo de la máquina para la carga.

Así por ejemplo, con el primero, tercero y cuarto esquema, el trabajo del camión con giro por el lateral del cargador se observa en la Figura 9.7. El ancho mínimo de la plataforma de trabajo se determina por la fórmula:

$$B_{pt} = A + Z + 2R_c + Z' + C_c \quad (9.14)$$

Donde:

R_c : es el radio de giro del camión, en m;

C_c : es el ancho de la caja (plataforma) del camión, en m.

Cuando se emplean estos mismos esquemas de trabajo del cargador con giro del camión por detrás, el ancho mínimo de la plataforma de trabajo será:

$$B_{pt} = Z + 2R_c + Z' + C_c \quad (9.15)$$

Cuando se trabaja según el esquema con movimientos periódicos del camión hacia adelante y atrás, paralelo al frente de trabajo (Figura 9.8 a) y movimiento en vaivén del cargador según la recta perpendicular al frente de trabajo (Figura 9.8 b) el ancho mínimo de la plataforma de trabajo se determina por la fórmula siguiente:

$$B_{pt} = A + Z + l_c + Z' \quad , \quad m \quad (9.16)$$

Donde:

l_c : es la longitud del camión, m.

Cuando los cargadores trabajan en calidad de equipo de carga-transporte, el ancho mínimo de la plataforma de trabajo se determina en dependencia del esquema de entrada del cargador al frente y la construcción del frente de trabajo.

Con entrada en forma de lazo al frente (Figura 9.8 c) el ancho mínimo de la plataforma de trabajo será:

$$B_{pt} = A + Z + R_{cf} + Z' \quad (9.17)$$

Donde:

R_{cf} : es el radio de giro mínimo del cargador por el carril de la rueda, m.

Cuando el cargador entra al frente recto (Figura 9.8 c) y con un esquema directo (flujo de los camiones en un solo sentido).

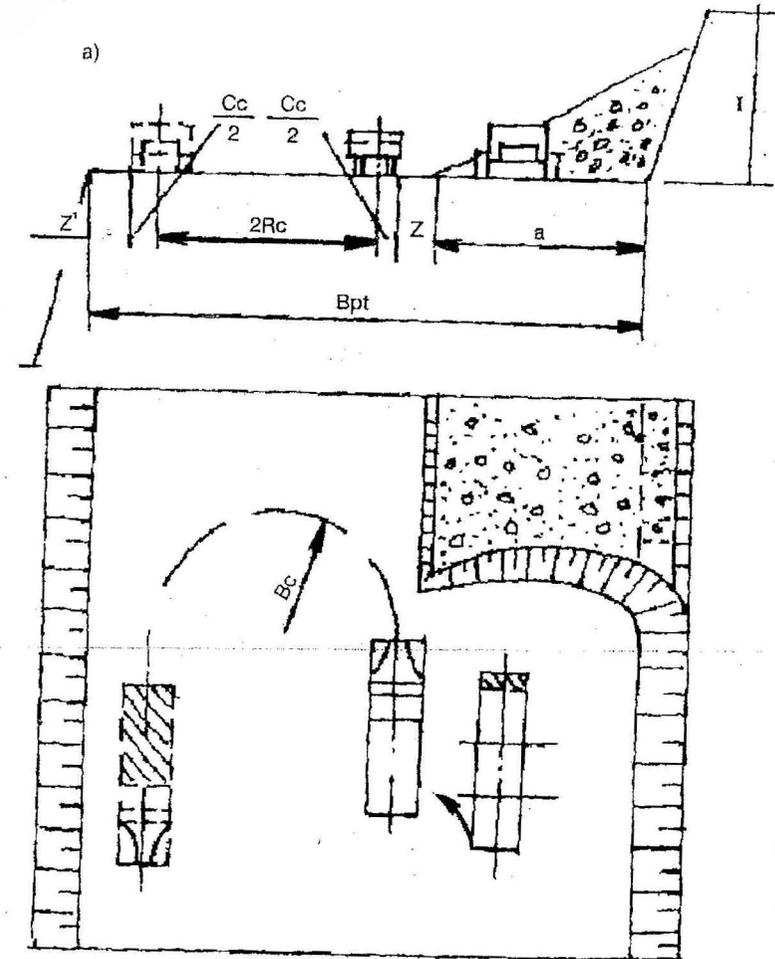


FIGURA 9.7. Esquema para la determinación del ancho del frente.

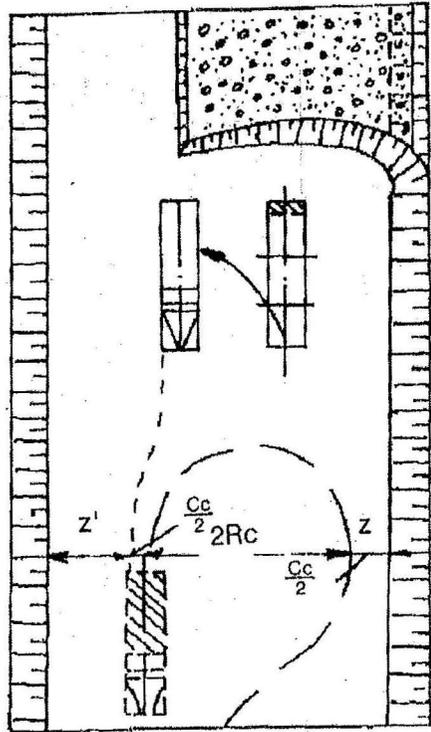
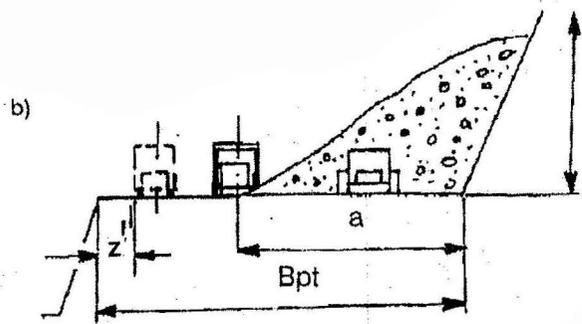


FIGURA 9.7. (Continuación.)

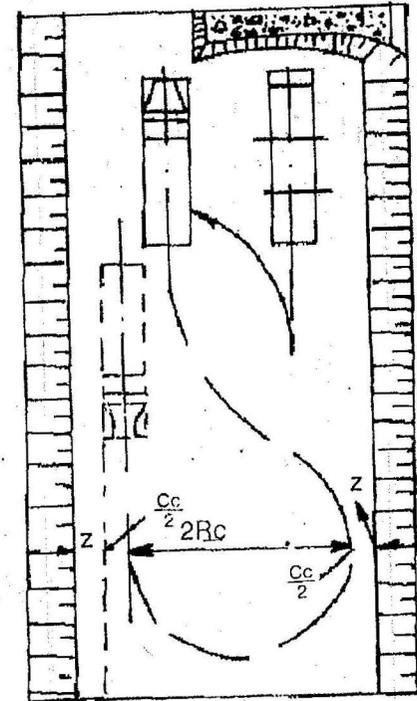
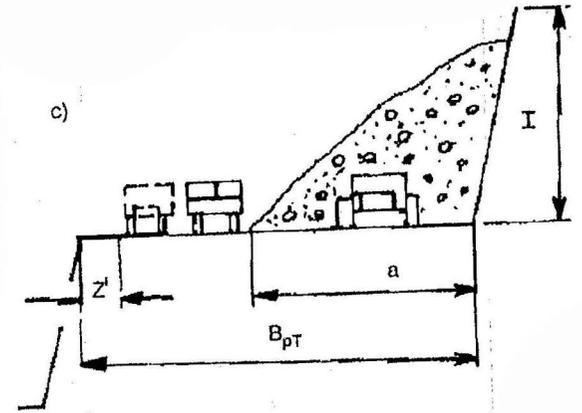


FIGURA 9.7. (Continuación.)

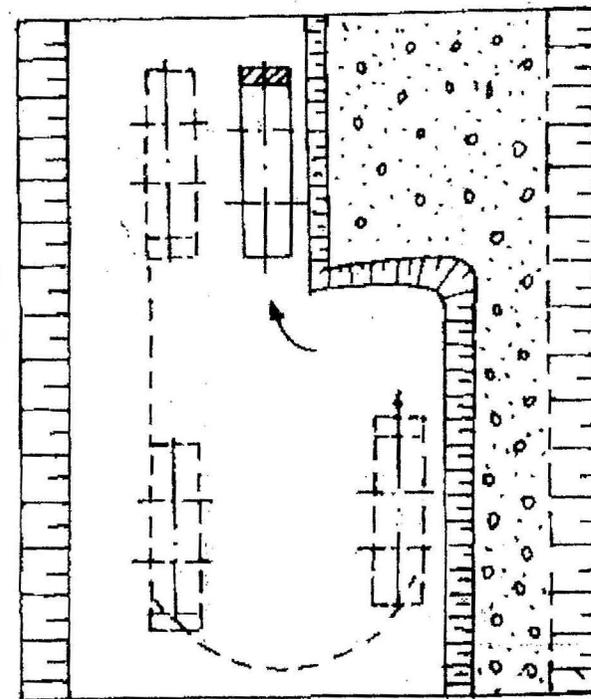
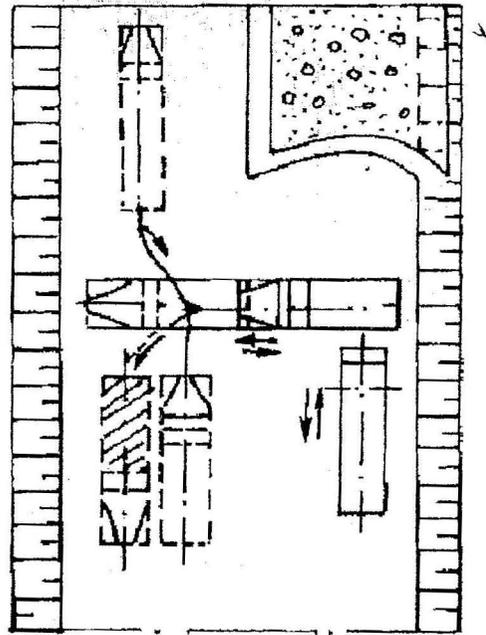
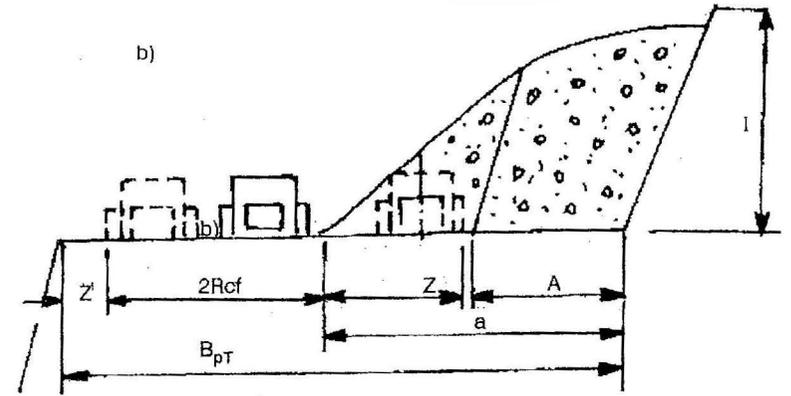
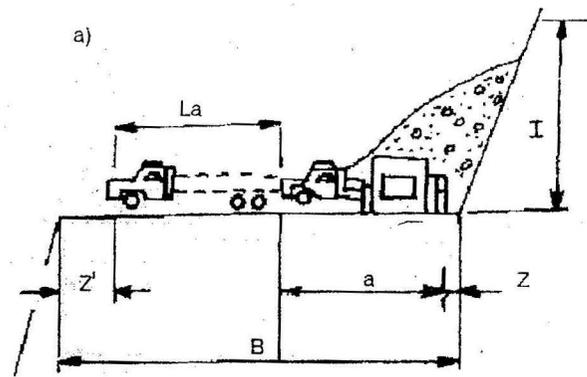


FIGURA 9.8. Esquema para la determinación del ancho del frente.

FIGURA 9.8.(Continuación.)

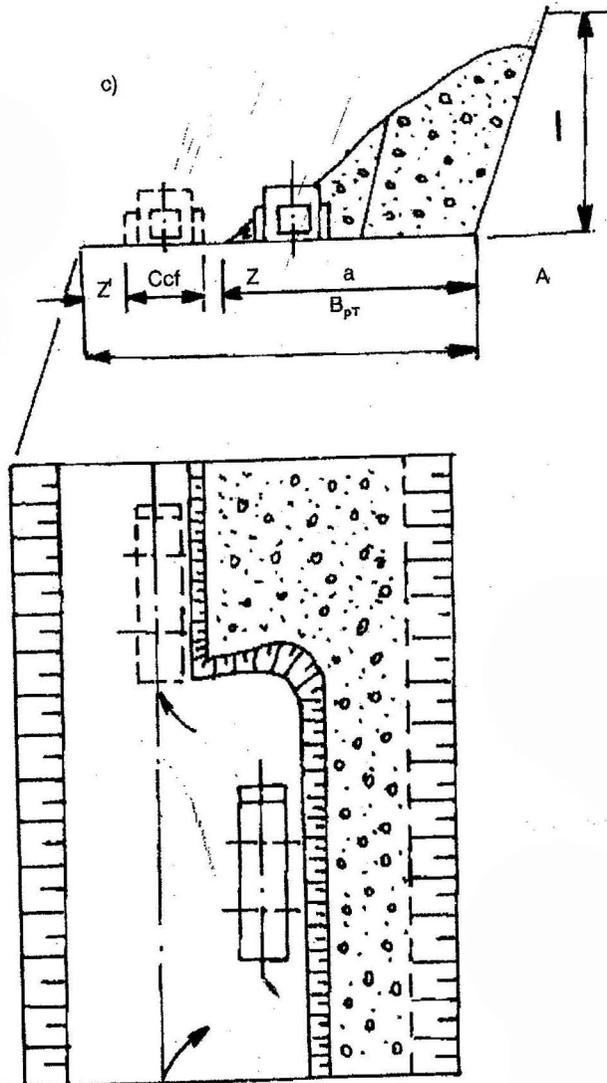


FIGURA 9.8. (Continuación.)

El ancho mínimo de la plataforma de trabajo puede hallarse por la siguiente expresión:

$$B_{pt} = A + Z + C_{cf} + Z' \quad (9.18)$$

Donde:

C_{cf} : es el ancho del cargador, m.

Así vemos que, el ancho de la plataforma de trabajo depende de los parámetros del frente, dimensiones y esquemas de trabajo del equipamiento de carga-transporte, dureza de las rocas laboreadas y frente de trabajo. Gracias a la alta movilidad y maniobrabilidad de los cargadores, fundamentalmente cuando se trabaja con transporte automotor, la longitud del frente de trabajo prácticamente no influye en su productividad, cuando existen en la cantera otros frentes preparados para el trabajo debido a esto, el frente de trabajo del cargador con transporte o en camiones se debe terminar en primer lugar teniendo en cuenta sus bases técnico-organizativas. En la base de esta organización descansa la necesidad de realizar de manera independiente los trabajos de perforación, de explosión y de carga-transporte.

Cuando se laborea roca previamente desbrozada con métodos de perforación y explosivos, el trabajo continuo de los cargadores es posible solamente con una determinada reserva de roca mullida en la cantera.

Para crear a tiempo esta reserva, el frente de trabajo en la cantera, atendido por un cargador se debe dividir en tres bloques: uno volado, uno perforado y otro perforándose.

Debido a esto, el frente de trabajo del cargador en la cantera se determina la condición de limpieza total de la masa volada, por la fórmula:

$$L = \frac{3 N_t \cdot Q_t \cdot N_d}{h \cdot A} \quad (9.19)$$

Donde:

N_t : es la cantidad de turnos del cargador en el día;

Q_t : es la productividad por turno del cargador en el bloque, en m^3 ;

N_d : es la cantidad de días para laborear la roca volada;

h : es la altura del escalón, en m.

Selección del modelo racional y determinación del número de cargadores

La eficiencia económica en el empleo del complejo de extracción carga y las máquinas de transporte, en gran medida se determina por la máquina fundamental de este complejo, el cargador de cuya eficiencia en el trabajo depende del costo de los trabajos de carga, también del rendimiento en el trabajo de los medios de transporte, ya que su capacidad de carga y su empleo están relacionados la productividad del equipamiento de extracción carga.

Si no hay correspondencia entre las capacidades de la cuchara del cargador y la caja del recipiente de transporte, se produce una carga excesiva o deficiente de los medios de transporte y el aumento del costo de los trabajos de carga-transporte.

El uso de cargadores de poca capacidad de carga conjugados con camiones de gran capacidad conlleva a muchas paradas del transporte, y al empeoramiento de sus índices técnico-económicos, por el contrario el uso de cargadores de gran capacidad de carga en combinación con medios de transporte de poca capacidad, trae una considerable disminución de la productividad de los cargadores, aumento de los gastos en reparaciones de los medios de transporte y otros. También si la cuchara del cargador es igual o más ancha que el largo de la caja del medio de transporte, entonces la masa minera se regará fuera de la caja.

Por eso, durante la selección del modelo racional del cargador es necesario tener correctamente definidos los parámetros de explotación de las máquinas de transporte: la capacidad, la longitud de la caja, y la altura de carga.

Está establecido que pueden tomarse la relación 1:2 a 1:5 como la norma en la capacidad de la cuchara del cargador y la capacidad de la caja del medio de transporte.

La cantidad de cubos o ciclos de trabajo del cargador, necesarios para la carga del recipiente de transporte se determina por la fórmula:

$$N = \frac{q_a \cdot k_e}{V_c \cdot k_{II} \cdot \gamma} \quad (9.20)$$

Donde:

- q_a : es la capacidad de carga del recipiente de transporte, t;
- V_c : es la capacidad volumétrica de la cuchara, m^3 ;
- K_{II} : es el coeficiente de llenado de la cuchara del cargador;
- K_e : es el coeficiente de esponjamiento de la roca en la cuchara del cargador;
- γ : es el peso volumétrico de la roca en el macizo, t/m^3 .

Los cálculos demuestran que el número de cucharas para la carga completa de la caja, se obtiene generalmente fraccionario. Pero en la práctica se hace con un número entero de ciclo de donde el parque de cargadores necesarios para satisfacer la productividad anual de la cantera, se determina por la fórmula:

$$N_n = \frac{A \cdot K \cdot T_c}{N_t \cdot N_d \cdot T \cdot K_u \cdot q_c} \quad (9.21)$$

Donde:

- A : es la productividad anual de la cantera, en t;
- k : es el coeficiente de irregularidad del trabajo, $k = 1,15$;
- T_{ct} : es el tiempo total del ciclo de transporte o de carga-transporte, h;
- N_t : es la cantidad de turnos de trabajo del cargador en el día;
- N_d : es la cantidad de días de trabajo de la cantera anualmente;
- T : es el tiempo del turno de trabajo, en horas;
- K_u : es el coeficiente de uso en tiempo;
- q_c : es la capacidad de carga nominal del cargador, t.

Determinación de los índices técnicos y de explotación de los cargadores

Para seleccionar el modelo de cargador más económico, el cálculo del costo de producción de los trabajos de carga y establecer los límites efectivos de uso de cada modelo de cargador (capacidad de carga), es necesario determinar correctamente la productividad de los cargadores, ya que del grado de su uso en tiempo, se diferencia la productividad técnica y la de explotación.

La productividad técnica será:

$$Q = \frac{3600 \cdot V_c \cdot K_{II}}{T_c \cdot K_e} \quad (9.22)$$

Donde:

- V_c : es la capacidad geométrica de la cuchara, en m^3 ;
- T_c : es el tiempo total del ciclo de trabajo del cargador, s.

La productividad de explotación representa en sí el volumen de trabajo realizado en la unidad de tiempo, en las condiciones concretas de trabajo, tomando en cuenta el aspecto tecnológico (movimiento del cargador desde un frente a otro y otros) y las paradas organizativas (servicios al cargador, descansos del operador, etcétera).

La productividad de explotación del turno:

$$Q = \frac{3\,600 \cdot V_c \cdot K_{II} \cdot T \cdot K_U}{T_c \cdot K_e} \quad (9.23)$$

El coeficiente de uso en tiempo durante el turno puede tomarse como promedio para los cargadores 0,75-0,85.

El tiempo total del ciclo de trabajo del cargador moderno se determina por la fórmula:

$$T_{cc} = t_{II} + t_{vc} + t_d + t_{vv} \quad (9.24)$$

Donde:

- t_{II} : es el tiempo de llenado de la cuchara, s;
- t_{vc} : es el tiempo de viaje cargado hacia el punto de descarga, en s;
- t_d : es el tiempo de descarga, s;
- t_{vv} : es el tiempo de viaje vacío al lugar de carga, s.

Los tiempos de viaje cargado y vacío dependen de la distancia y la velocidad de traslación del cargador y se pueden determinar por:

$$t_{vc} = \frac{3,6 \cdot L_c}{V_c} \quad (9.25)$$

$$t_{vv} = \frac{3,6 \cdot L_v}{V_v} \quad (9.26)$$

Donde:

- L_c y L_v : es la distancia de movimientos del cargador cargado y vacío, m;
- v_c y v_v : es la velocidad media de traslación durante los viajes cargado y vacío respectivamente, km/h.

BIBLIOGRAFÍA

- AGOCHKOV, MIJAIL I. y GEORGI M. MALAJOV: *Laboreo subterráneo de yacimientos metálicos*, Ed. Niedra, Moscú, 1966.
- CARBASOV, ALEG. G.: *Montaje, explotación y preparación de las bandas de los transportadores*, Ed. Niedra, Moscú, 1967.
- CHAJEITER, LEV. G. y YURI S. PUJOV: *Transportadores de banda y cable en el extranjero*, Ed. Niedra, Moscú, 1964.
- CONSTANTIN, P. LLIN: *Interrelación del equipamiento minero y de transporte en las canteras*, Ed. Niedra, Moscú, 1969.
- DIAKOV, V.A.: *Máquinas de transporte en la minería a cielo abierto*, Ed. Niedra, Moscú, 1986.
- FADDIEV, BORIS V.: *Transportadores de banda en las canteras de minerales metálicos*, Ed. Niedra, Moscú, 1972.
- GABAY, ADIL: *Maquinaria auxiliar de obra*, Ed. Tecnos, S.A., 1952.
- KUZNETSOV, BORIS A.; ALEXANDR A. RENGUEVICH y otros: *Transporte en unidades mineras*, Ed. Niedra, Moscú, 1969.
- KISELIOV, STANISLAV N. y otros: *Maquinarias y transporte en túneles*, Ed. Niedra, Moscú, 1968.
- KOVAL, PIOTR V.: *Motores hidráulicos de máquinas mineras*, Ed. Niedra, Moscú, 1967.
- Manual de operación y mantenimiento del bulldócer Komatsu D-155 A-1*, Tokio, Japón.
- MELNIKOV, NICOLAI V. y otros: *Cargadores frontales en las minas a cielo abierto*, Ed. Niedra, Moscú, 1971.
- NICHOLS, HERT L.: "Movimiento de tierras", *Manual de Excavaciones*, ed. Revolucionarias, La Habana, 1968.
- NOVOYILOV, MIJAIL G.: *Trabajos mineros a cielo abierto*, Ed. Niedra, Moscú, 1965.
- PEREDA H., SEGUNDO: *Investigación y análisis de la actividad económico-productiva de la mina de Nicaro*, Informe de investigación, Nicaro, 1976.
- POTAPOV, M.G.: *Transporte en las canteras*, Ed. Niedra, Moscú, 1985.
- SPIVAKOVSKI, ALEXANDR O. y otros: *Transportadores subterráneos*, Ed. estatal para literatura científico-técnica de minería, Moscú, 1960.

- _____ : *Desarrollo y perfeccionamiento del transporte en las minas y canteras*, Ed. Niedra, Moscú, 1973.
- SPIVAKOVSKI, ALEXANDR O. y MIJAIL G. POTAPOV: *Maquinaria de transporte y complejos para el laboreo de minas a cielo abierto*, Ed. Niedra, Moscú, 1966.
- SPIVAKOVKI, ALEXANDR O. y V. K. DIACHKOV: *Máquinas de transporte*, Ed. Construcción de maquinaria, Moscú, 1968.
- SPIVAKOVSKI, ALEXANDR O. y otros: *Maquinaria de transporte y complejos para el laboreo de minas a cielo abierto*, Ed. Niedra, Moscú, 1983.
- SVROV, K. P. y otros: *Maquinaria de construcción de caminos*, Ed. Construcción de maquinaria. Moscú, 1965.
- Técnica y economía del transporte continuo en las unidades mineras*, Ed. Niedra, Moscú, 1967.
- TIJONOV N.V.: *Máquinas de transporte en las empresas mineras*, Ed. Niedra, Moscú, 1985.
- TIMOVSKI, LEONID G.: *Transporte combinado en las canteras*, Ed. estatal para literatura científico-técnica de minería, Moscú, 1963.
- Trabajos mineros a cielo abierto*, Simposio Internacional de Londres, Noviembre de 1964, Ed. Niedra, Moscú, 1967.
- VASILIEV, NIKOLAI V.: *Fundamentos de proyección y cálculos de las instalaciones de transporte y almacenes de mineral en las plantas de beneficio de minerales*, Ed. Construcción de maquinaria, Moscú, 1968.
- VASILIEV, M. V.: *Fundamentos científicos de proyección y explotación del transporte automotriz en los laboreos a cielo abierto*, Ed. Filial de la academia de ciencias de la URSS en los Urales, Sverdlosk, 1962.
- ZACHIK, M. I. y otros: *Máquinas de tracción y conjunto móvil de las vías forestales*, Ed. Industria Forestal, Moscú, 1969.



OT: 0052/09
Ejemplares: 50+31
Mayo, 2009