

NOR RUBBER

S.A.L



BANDAS TRANSPORTADORAS
c a t á l o g o t é c n i c o



BANDAS TRANSPORTADORAS

c a t á l o g o t é c n i c o



ÍNDICE

| | |
|--|-----------|
| Bandas de alma textil | 7 |
| Bandas de alma metálica | 7 |
| Calidades de los recubrimientos..... | 7 |
| 1.- Generalidades sobre instalaciones | 9 |
| 1.1.- Disposición general de una instalación..... | 9 |
| 1.2.- Sistemas de accionamiento..... | 10 |
| 1.3.- Tensores..... | 11 |
| 2.- Simbología | 13 |
| 3- Cálculo de la capacidad de transporte..... | 15 |
| 3.1.- Capacidad de transporte de una banda | 15 |
| 3.1.1.- Capacidad de transporte teórica a velocidad de 1 (m/seg) | 15 |
| 3.1.2.- Valores del coeficiente k para bandas inclinadas | 15 |
| 3.2.- Peso específico aparente de algunos materiales | 17 |
| 3.3.- Ángulo máximo de inclinación δ | 18 |
| 3.4.- Velocidades de transporte..... | 19 |
| 3.5.- Tamaño del material y ancho mínimo de la banda | 20 |
| 3.6.- Ejemplos de cálculo | 21 |
| 3.6.1.- Cuadro resumen de procedimiento..... | 21 |
| 3.6.2.- Ejemplos numéricos | 22 |
| 4- Cálculo de la potencia de accionamiento | 23 |
| 4.1.- Consumo de potencia en el eje de accionamiento..... | 23 |
| 4.2.- Consumo de potencia en el motor | 24 |
| 4.3.- Valores del coeficiente C | 24 |
| 4.4.- Valores del coeficiente F de fricción en los rodillos de apoyo..... | 25 |
| 4.5.- Peso de las partes giratorias de los rodillos | 25 |
| 4.6.- Distancia entre rodillos de apoyo en los lados de transporte y retorno | 25 |
| 4.7.- Peso de la banda..... | 26 |
| 4.8.- Potencia absorbida por el “tripper” | 27 |
| 4.9.- Ejemplos de cálculo de la potencia | 28 |
| 4.9.1.- Cuadro resumen de procedimiento..... | 28 |
| 4.9.2.- Ejemplos numéricos | 29 |
| 5.-Cálculo de tensiones | 31 |
| 5.1.- Introducción..... | 31 |

| | |
|---|-----------|
| 5.1.1.- Valores de μ | 32 |
| 5.1.2.- Valores de $1/e^{\mu\alpha} - 1$ | 33 |
| 5.1.3.- Valores de $e^{\mu\alpha}$ | 33 |
| 5.1.4.- Valores de α | 34 |
| 5.2.- Diagramas de tensión y fórmulas de cálculo..... | 35 |
| 5.2.1.- Transporte horizontal | 38 |
| 5.2.2.- Transporte ascendente..... | 41 |
| 5.2.3.- Transporte descendente con accionamiento..... | 44 |
| 5.2.3.- Transporte descendente con frenado..... | 48 |
| 5.3.- Cálculo de la tensión en instalaciones de trazado complejo | 50 |
| 5.3.1.- Ejemplo numérico | 51 |
| 5.4.- Tensión y tiempo de arranque | 54 |
| 5.5.- Resistencias adicionales..... | 55 |
| 5.5.1.- Por elementos limpiadores..... | 55 |
| 5.5.2.- Por guías laterales | 55 |
| 5.5.3.- Por aceleración de la carga..... | 56 |
| 5.5.4.- Por descarga lateral | 56 |
| 5.6.- Caso de utilización de una banda como elevador de cangilones..... | 56 |
| 5.7.- Ejemplos de cálculo de tensiones | 59 |
| 5.7.1.- Cuadro resumen de procedimiento | 59 |
| 5.7.2.- Ejemplo numérico | 60 |
| 6.- Determinación de las características de la banda | 63 |
| 6.1.- Factor de seguridad..... | 63 |
| 6.2.- Características de la carcasa..... | 63 |
| 6.2.1.- Bandas de alma textil..... | 63 |
| 6.2.2.- Bandas de alma metálica | 64 |
| 6.3.- Espesor de los recubrimientos | 65 |
| 6.3.1.- Bandas de alma textil..... | 65 |
| 6.3.2.- Bandas de alma metálica | 66 |
| 6.4.- Dimensiones de los embalajes | 66 |
| 7.- Otros datos para la instalación | 69 |
| 7.1.- Diámetro de los tambores | 69 |
| 7.1.1.- Bandas de alma textil..... | 69 |
| 7.1.2.- Bandas de alma metálica | 70 |
| 7.2.- Empalmes | 70 |
| 7.2.1.- Banda de alma textil..... | 70 |
| 7.2.2.- Banda de alma metálica | 72 |
| 7.3.- Zona de transición plana-artesa..... | 73 |
| 7.4.- Radios mínimos de curvatura | 75 |
| 7.4.1.- Curva cóncava | 75 |
| 7.4.2.- Curva convexa..... | 75 |
| 7.5.- Inversión de la banda en el ramal inferior | 76 |

| | |
|--|-----------|
| 7.6.- Longitud del tensor..... | 77 |
| 7.7.- Recomendaciones para la carga y descarga del material..... | 78 |
| 8.- Modelo de cuestionario para el estudio de una banda transportadora..... | 79 |

Índice de Tablas

| | |
|---|----|
| TABLA 1 - Capacidad de transporte teórica | 14 |
| TABLA 2 - Coeficiente de conversión de la capacidad de carga. | 14 |
| TABLA 3- Ángulos de Talud | 15 |
| TABLA 4 - Valores de K | 16 |
| TABLA 5 - Pesos específicos aparentes γ (Tm/m ³) | 17 |
| TABLA 6 - Valores del ángulo máximo de inclinación..... | 18 |
| TABLA 7 - Velocidades máximas de transporte (m/seg.)..... | 19 |
| TABLA 8 - Tamaño del material y ancho mínimo de banda | 20 |
| TABLA 9 - Valores del coeficiente C | 24 |
| TABLA 10 - Coeficiente de fricción en los rodillos..... | 25 |
| TABLA 11 - Peso orientativo de las partes giratorias de los rodillos (Kp)..... | 25 |
| TABLA 12 - Distancia entre los rodillos de apoyo en lados de transporte y retorno | 25 |
| TABLA 13 - Peso por metro orientativo (G_g) en bandas de alma textil (Kp/m)..... | 26 |
| TABLA 14 - Peso por m ² de cada lona (Kp/m ²), P_1 | 26 |
| TABLA 15 - Peso por m ² de cables y goma intermedia (Kp/m ²) P_m | 27 |
| TABLA 16 - Potencia absorbida por el "Tripper" N_t , en CV | 27 |
| TABLA 17 - Valores de μ | 32 |
| TABLA 18 - Valores de $\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1}$ | 33 |
| TABLA 19 - Valores de $e^{\mu\alpha}$ | 33 |
| TABLA 20 - Valores de α | 34 |
| TABLA 21 - Valores de la altura ficticia H_o | 58 |
| TABLA 22 - Coeficientes de seguridad para bandas de alma textil..... | 63 |
| TABLA 23 - Coeficientes de seguridad para bandas de alma metálica..... | 63 |
| TABLA 24 - Espesor indicativo de recubrimientos para bandas de alma textil. | 65 |
| TABLA 25 - Espesor indicativo de recubrimientos para bandas de alma metálica | 66 |
| TABLA 26 - Diámetros de bobinas (m.), para un núcleo de 400 mm. de diámetro..... | 67 |
| TABLA 27 - Diámetro mínimo de tambores (mm) para bandas de alma textil | 69 |
| TABLA 28 - Diámetro mínimo de tambores (mm) para bandas de alma metálica | 70 |
| TABLA 29 - Margen entre los cortes de lonas para empalmes..... | 71 |
| TABLA 30 - Medidas para empalmes en bandas de alma metálica..... | 73 |
| TABLA 31 - Distancias de transición plana-artesa (d) banda textil | 74 |
| TABLA 32- Distancias de transición plana-artesa banda metálica | 74 |
| TABLA 33 - Radio mínimo para curvas convexas en bandas de alma textil (m) | 75 |
| TABLA 34 - Radio mínimo para curvas convexas en bandas de alma metálica (m) | 76 |



La gama de fabricación que presenta **Nor Rubber**, cubre la práctica totalidad de las necesidades del transporte por banda, tanto por el tipo de carcasa (textil o metálica), como por la calidad de los recubrimientos de goma (de uso general, anticorte, antillama, anticalor, antiaceite, etc...)

Bandas de alma textil

Las más utilizadas son las que llevan refuerzo de poliéster-nylon, también conocidas como bandas EP.

Los tipos de lona empleados se identifican por el número que expresa su carga de rotura en Kp/cm. Las de uso más habitual son los siguientes:

| Carga de Rotura expresada en Kp/cm <> N/mm | | | | | | | | |
|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| EP 100 | EP 125 | EP 160 | EP 200 | EP 250 | EP 315 | EP 400 | EP 500 | EP 630 |

Esta denominación indica, además del tipo de tejido (EP = poliéster-nylon), la carga de rotura en Kp/cm de cada una de las capas textiles. Es decir, una banda con 4 lonas EP-200, significa que tiene una carga nominal de rotura de $4 \times 200 = 800$ Kp/cm.

De entre las bandas textiles se pueden destacar las bandas nervadas, denominadas así por sus característicos nervios que sirven para evitar el deslizamiento en instalaciones con elevado ángulo de inclinación.

Bandas de alma metálica

En ellas, la carcasa o elemento resistente está constituido por cables de acero. Se denominan bandas ST.

Los tipos de uso normal son los siguientes:

| Carga de Rotura expresada en Kp/cm <> N/mm | | | | | | | | |
|--|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| ST 1.000 | ST 1.250 | ST 1.600 | ST 2.000 | ST 2.500 | ST 3.150 | ST 4.000 | ST 5.000 | ST 6.300 |

Esta denominación indica, además de que se trata de una banda de alma metálica (ST = Steel), el valor de su resistencia a rotura en Kp/cm.

Calidades de los recubrimientos

| Grado de Calidad | Carga de Rotura Kp/cm? mín | Alargamiento Rotura % mín. |
|------------------|----------------------------|----------------------------|
| A | 250 | 550 |
| B | 200 | 500 |
| C | 105 | 350 |

Por su parte, la alemana DIN 22102, establece cuatro grados:

| Grado de Calidad | Carga de Rotura Kp/cm? mín | Alargamiento Rotura % mín. | Pérdida por Abrasión en mm? |
|------------------|----------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| X | 250 | 450 | 120 |
| Y | 200 | 400 | 150 |
| Z | 150 | 350 | 250 |
| W | 180 | 400 | 90 |

1 · Generalidades sobre instalaciones

Es bien conocido que el sistema de transporte mediante banda es el medio más conveniente y económico para transportar en continuo materiales a granel.

Dada la importancia que tiene el coste de la banda sobre el coste total de la instalación, resulta de interés primordial el disponer de medios para su adecuado estudio y evitar, tanto el peligro de un coste excesivo por un lado, como el de su inutilización prematura por otro.

Por ello, el objetivo de este manual es el de poner al alcance del usuario, de una forma simple, los procedimientos empleados normalmente para el estudio y cálculo de una instalación de transporte por banda.

1.1.- Disposición general de una instalación

En la figura 1 se representan los elementos de uso normal en una instalación.

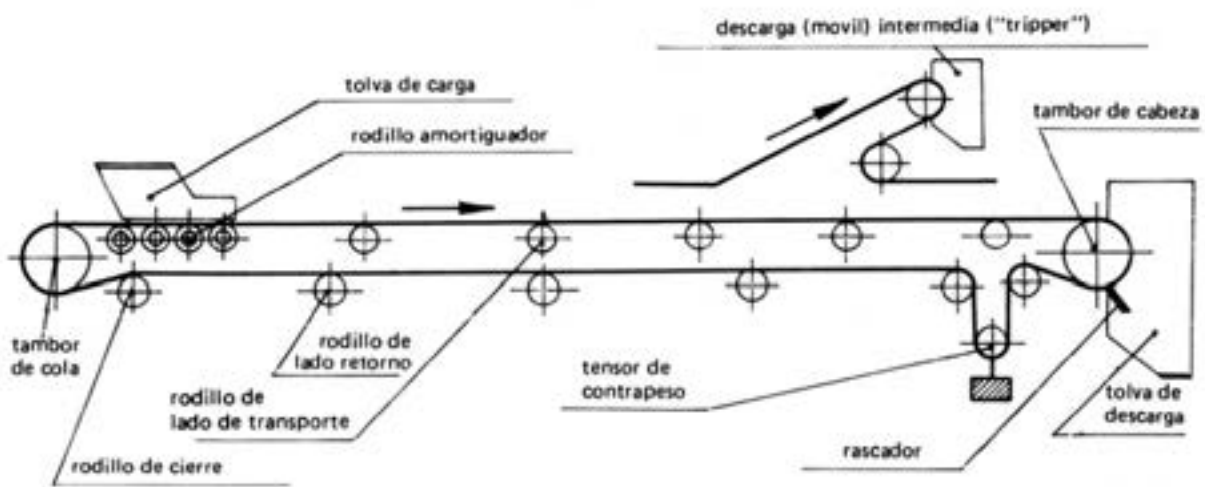


Fig. 1

En la figura 2 se indican en corte transversal, los tipos de disposición de la banda (plana o en artesa), según la colocación de los rodillos de soporte.

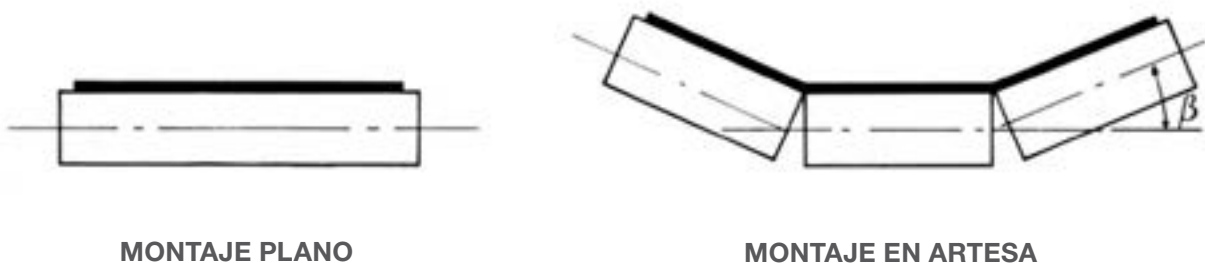


Fig. 2

En la figura 3 se esquematiza, en vista superior, el posicionamiento ligeramente inclinado de los rodillos de guía, que se utiliza en ocasiones para mejorar la alineación de la banda.

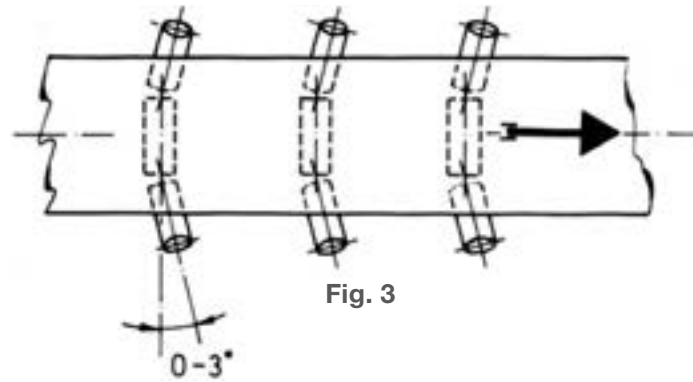
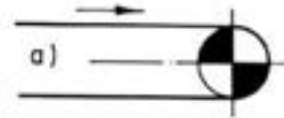


Fig. 3

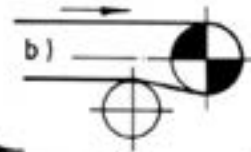
1.2.- Sistemas de accionamiento

Son, fundamentalmente, los que se indican en esquema en la figura 4.

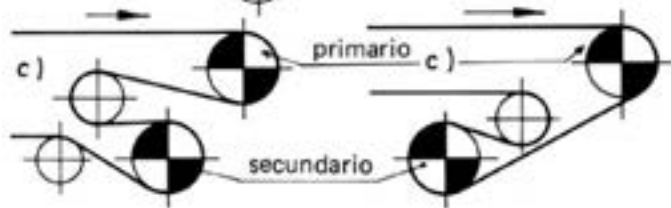
a) ACCIONAMIENTO SIMPLE EN CABEZA SIN RODILLO DE CIERRE



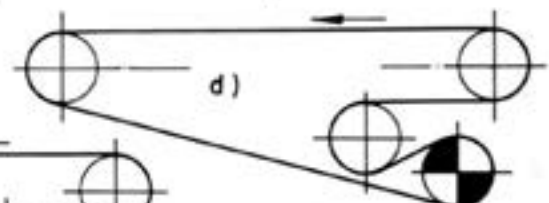
b) ACCIONAMIENTO SIMPLE EN CABEZA CON RODILLO DE CIERRE



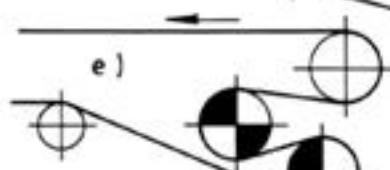
c) DOBLE ACCIONAMIENTO (MOTORES INDEPENDIENTES)



d) ACCIONAMIENTO EN TÁNDEM SIMPLE



e) ACCIONAMIENTO EN TÁNDEM



f) ACCIONAMIENTO MÚLTIPLE (MOTORES INDEPENDIENTES)

(es adecuado para grandes distancias y caudales de transporte, al reducir tensiones y sobrecargas)

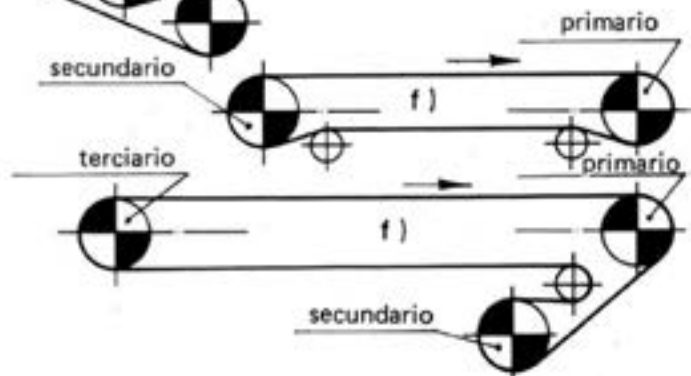


Fig. 4

Atendiendo a las flexiones que ha de soportar la banda a su paso por los tambores, deben hacerse algunas observaciones:

- los diámetros de los tambores deben ser suficientemente grandes, con el fin de disminuir las tensiones debidas a la flexión de la banda. (ver 7.1)
- entre las posibles alternativas para una determinada instalación, deberá escogerse la que suponga el menor número de flexiones para la banda.
- dentro de lo posible, se evitarán aquellas flexiones que supongan un cambio de sentido en el movimiento de la banda. Si esto no pudiese ser evitado, lo mejor es que este cambio de sentido se produzca en la zona de la banda que sufra menores tensiones.
- prever la suficiente separación entre los distintos tambores, con objeto de evitar intervalos de tiempo demasiado cortos en cada ciclo de flexión y flexión.
- evitar que el accionamiento se efectúe sobre la cara de trabajo de la banda.

1.3.- Tensores

Pueden ser:

- fijo, de tornillo
- de contrapeso vertical
- de contrapeso horizontal
- motorizado

Aparecen representados en la figura 5.

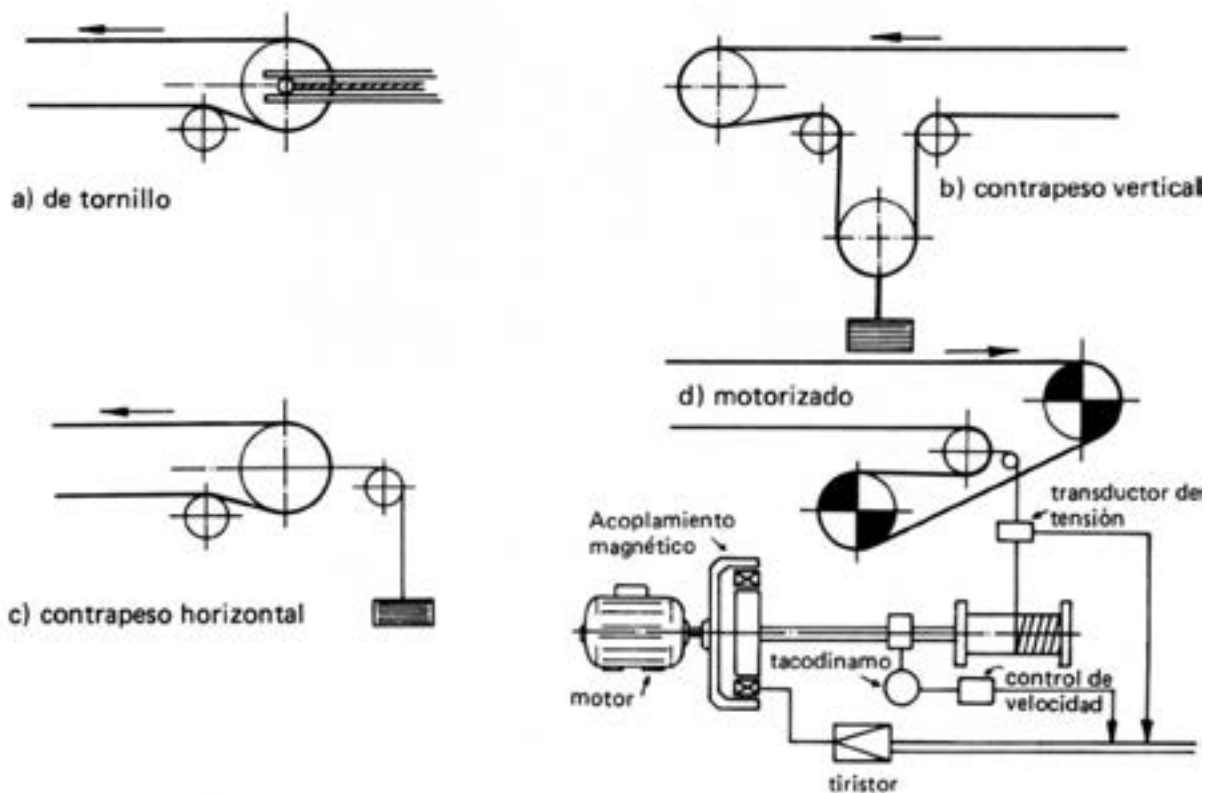
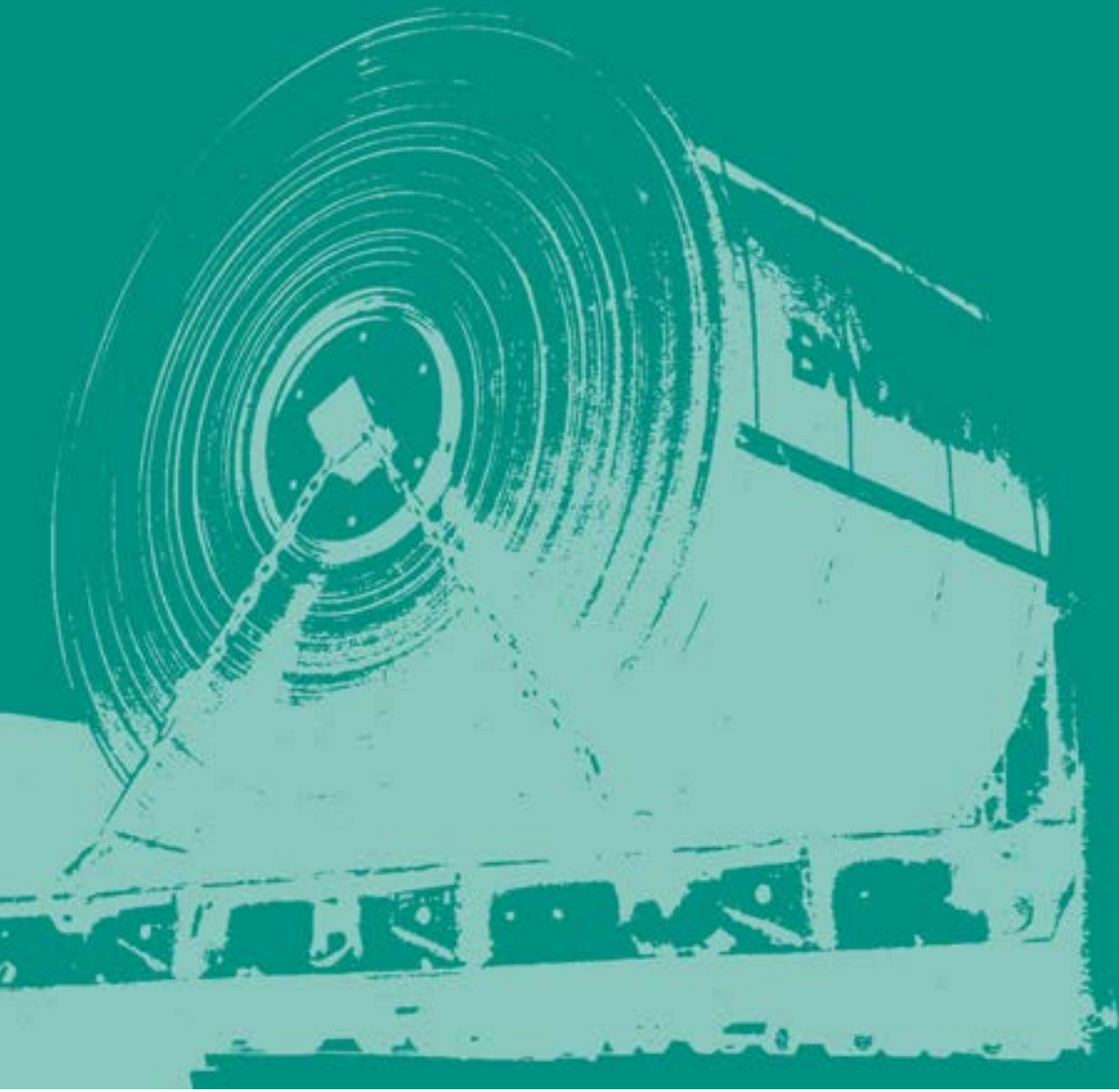


Fig. 5



2 · Simbología

| | Denominación | Unidad |
|----------------------|--|-------------------------|
| B | Ancho de la banda | m |
| C | Coefficiente (tabla 9) | |
| D | Diámetro del tambor de accionamiento (tabla 28 y 29) | m |
| D₁ | Diámetro del tambor de retorno (tabla 28 y 29) | m |
| e | Base de los logaritmos neperianos o naturales = 2,7182 | |
| f | Coefficiente de rozamiento a rodadura en los rodillos de soporte (tabla 10) | |
| G_g | Peso por metro de banda (tabla 13) | Kp/m |
| G_s | Peso de las partes giratorias de los rodillos de soporte del ramal superior (tablas 11 y 12) | Kp/m |
| G_i | ID. ID. del ramal inferior (tablas 11 y 12) | Kp/m |
| H | Altura perpendicular del transporte | m |
| L | Longitud del transporte | m |
| N_a | Potencia total en el eje de accionamiento | cv |
| N_m | Potencia total en el motor | cv |
| N₁ | Potencia para la marcha en vacío | cv |
| N₂ | Potencia para vencer las resistencias al movimiento de la carga | cv |
| N₃ | Potencia para elevar la carga | cv |
| F | Esfuerzo periférico en el tambor de accionamiento | Kp |
| Q_m | Capacidad teórica de transporte | m³/h |
| Q_t | Capacidad real de transporte | Tm/h |
| S | Coefficiente de seguridad | |
| V | Velocidad de la banda | m/seg |
| α | Ángulo abrazado en el tambor de accionamiento | grados |
| γ | Peso específico aparente del material | Tm/m³ |
| δ | Ángulo de inclinación de la instalación | grados |
| η | Rendimiento del accionamiento motriz | |
| μ | Coefficiente de rozamiento entre banda y tambor motriz (tabla 17) | |
| β | Ángulo de la artesa | grados |
| P₁ | Peso por m de cada lona en carcasa (tabla 14) | Kp/m² |
| Z | Número de lonas | |
| P_m | Peso por metro de cada cable | Kp/m |
| Z_m | Número de cables por metro de ancho de banda | |
| E_s | Espesor del recubrimiento superior | mm |
| E_i | Espesor del recubrimiento inferior | mm |
| E | Espesor total de los recubrimientos | mm |
| T_m | Tensión máxima de la banda | kp |
| R_i | Coefficiente de reducción de la capacidad de transporte por irregularidad de la carga | |
| C_t | Coefficiente de conversión de la capacidad de transporte según ángulo de talud | |
| R_l | Resistencia nominal de trabajo de cada capa textil | Kp/cm |
| R_n | Resistencia nominal de trabajo de la banda de alma metálica | Kp/cm |
| P | Capacidad de transmisión entre tambor y cinta (= 1 .600 a 2.000 Kp/m ² ; en bandas subterráneas, hasta 3.500) | |
| K | Coefficiente de reducción de la capacidad de transporte para bandas inclinadas (tabla 4) | |

| TABLA 1: CAPACIDAD DE TRANSPORTE TEÓRICA. Q_m en (m³/h) para V= 1 m/seg (Talud 20°) | | | | | | |
|--|----------------------|--------------------------|------------|------------|------------|------------|
| Ancho de la banda (mm) | Montaje plano | Montaje en artesa | | | | |
| | | 20° | 25° | 30° | 35° | 45° |
| 400 | 23 | 41 | 45 | 49 | 52 | 56 |
| 500 | 38 | 70 | 77 | 83 | 88 | 96 |
| 650 | 69 | 128 | 141 | 152 | 162 | 175 |
| 800 | 108 | 200 | 221 | 239 | 254 | 275 |
| 1.000 | 173 | 327 | 360 | 390 | 414 | 447 |
| 1.200 | 255 | 479 | 528 | 571 | 607 | 656 |
| 1.400 | 351 | 665 | 734 | 794 | 843 | 910 |
| 1.600 | 464 | 833 | 916 | 990 | 1.053 | 1.144 |
| 1.800 | 592 | 1.076 | 1.185 | 1.280 | 1.362 | 1.478 |
| 2.000 | 735 | 1.347 | 1.484 | 1.604 | 1.706 | 1.850 |
| 2.200 | 893 | 1.654 | 1.823 | 1.970 | 2.095 | 2.270 |
| 2.400 | 1.070 | 1.986 | 2.189 | 2.367 | 2.516 | 2.724 |
| 2.600 | 1.260 | 2.354 | 2.595 | 2.806 | 2.982 | 3.227 |
| 2.800 | 1.465 | 2.740 | 3.022 | 3.267 | 3.472 | 3.756 |

| TABLA 2: CONVERSIÓN DE LA CAPACIDAD DE CARGA SEGÚN EL ÁNGULO DE TALUD | | |
|--|------------------|------------------|
| TIPO DE MONTAJE | TALUD 10° | TALUD 30° |
| PLANO | 0,5 | 1,5 |
| ARTESA 20° | 0,77 | 1,24 |
| ARTESA 25° | 0,79 | 1,21 |
| ARTESA 30° | 0,82 | 1,19 |
| ARTESA 35° | 0,84 | 1,17 |
| ARTESA 45° | 0,87 | 1,14 |



3 · Cálculo de la capacidad de transporte

3.1.- Capacidad de transporte de una banda

Depende de diversos factores propios del material y del tipo de alimentación, aparte lógicamente de los de la instalación: ancho de la banda, velocidad, inclinación, etc.

Su cálculo se fundamenta en el de la superficie que ocupa el material sobre la banda, según se representa en la figura 6 y que, en función de la velocidad, nos da el volumen transportado por unidad de tiempo.

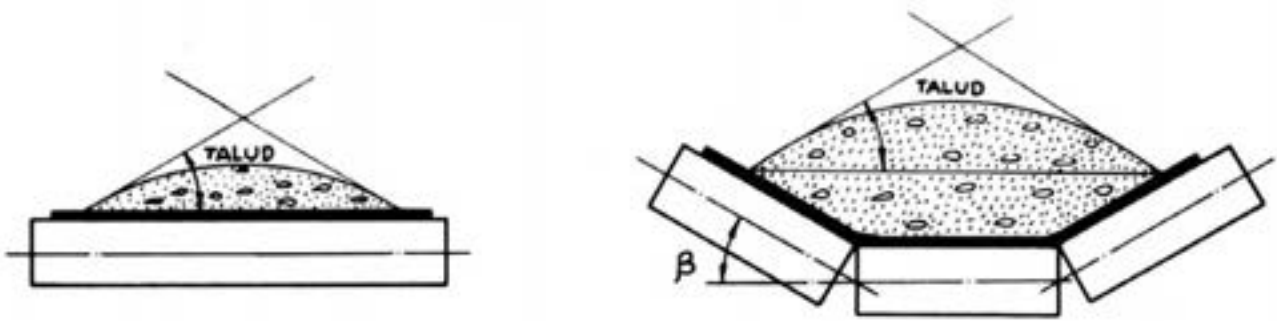


Fig. 6

La determinación práctica se hace mediante las tablas, según se explica a continuación.

3.1.1.- Capacidad de transporte teórica a velocidad de 1 m/seg

Los valores de Q_m (capacidad teórica de transporte) que se dan en la tabla 1, corresponden a las condiciones óptimas de funcionamiento en horizontal, con una alimentación y distribución del material regulares, a velocidad de 1 m/seg y para un ángulo de talud de 20°. Sobre estos valores, se deberán hacer posteriormente las siguientes correcciones:

- según el ángulo de inclinación, ha de multiplicarse por el coeficiente **K** dado en la tabla 4.
- por irregularidades en la alimentación y falta de homogeneidad en la distribución del material, se deberá hacer una reducción estimativa que oscile entre el 0 y el 50%.
- multiplicar por la velocidad de la banda **V** (m/seg)
- si se desea aplicar una corrección según el ángulo del talud (tabla 3), podrá hacerse según los valores dados en la tabla 2.

3.1.2.- Valores del coeficiente k para bandas inclinadas

Estos valores aparecen indicados en la tabla 4.

| TABLA 3: ÁNGULOS DE TALUD | |
|---------------------------|--|
| ÁNGULOS DE TALUD (Grados) | Tipo y Estado del Material |
| 10° | Materiales Finos, en Estado Seco |
| 20° | Materiales de Tamaño Medio, transportados en condiciones normales (caso más general) |
| 30° | Materiales de tamaño relativamente grande, en condiciones de carga favorables por su uniformidad de reparto sobre la banda y de caudal |

| TABLA 4: VALORES DEL COEFICIENTE K | |
|------------------------------------|------------|
| ÁNGULOS DE INCLINACIÓN (Grados) | Valor de K |
| 2 | 1,00 |
| 4 | 0,99 |
| 6 | 0,98 |
| 8 | 0,97 |
| 10 | 0,95 |
| 12 | 0,93 |
| 14 | 0,91 |
| 16 | 0,89 |
| 18 | 0,85 |
| 20 | 0,81 |
| 21 | 0,78 |
| 22 | 0,76 |
| 23 | 0,73 |
| 24 | 0,71 |
| 25 | 0,68 |
| 26 | 0,66 |
| 27 | 0,64 |
| 28 | 0,61 |
| 29 | 0,59 |
| 30 | 0,56 |

3.2.- Peso específico aparente de algunos materiales.

| TABLA 5: PESOS ESPECÍFICOS APARENTES γ (Tm/m ³) | | | |
|--|-------------------------------|---------------------|-------------------------------|
| MATERIAL | γ (Tm/m ³) | MATERIAL | γ (Tm/m ³) |
| ALÚMINA | | GRANOS | |
| Trozos | 0,80 ÷ 0,96 | Avena | 0,42 |
| Polvo | 0,72 ÷ 0,80 | Cebada | 0,61 |
| AMIANTO | | Centeno | 0,72 |
| Mineral | 0,80 | Semilla algodón | 0,40 |
| Desmenuzado | 0,32 ÷ 0,40 | Semilla lino | 0,45 ÷ 0,72 |
| ARCILLA | | Trigo | 0,77 |
| Seca | 1,80 | GRAVA | |
| Húmeda | 2,20 | (lavada y tamizada) | 1,36 |
| ARENA | | GRAVILLA SECA | 1,80 |
| Seca | 1,60 | HARINA DE TRIGO | 0,56 ÷ 0,64 |
| Húmeda | 2,00 | HIELO (Trozos) | 0,56 ÷ 0,72 |
| ARENA BITUMINOSA | 1,50 | HOLLÍN | 1,76 ÷ 2,00 |
| ARENA Y GRAVA | | HORMIGÓN MASA | 1,84 ÷ 2,00 |
| Seca | 1,44 ÷ 1,65 | HULLA | 0,76 ÷ 0,87 |
| Húmeda | 1,84 ÷ 2,00 | KIELSEGUR | 0,16 ÷ 0,24 |
| ASFALTO | 1,30 ÷ 1,39 | LADRILLO | |
| AZUFRE (Seco, trozos) | 1,12 | Normal | 1,92 ÷ 2,16 |
| BARITA (poco compacta) | 2,30 ÷ 2,88 | Refractario | 2,19 ÷ 2,30 |
| BARRO | | LIGNITO | 0,72 ÷ 0,80 |
| Seco | 1,60 | MADERA | |
| Húmedo | 2,00 | Desmenuzada, seca | 0,24 ÷ 0,51 |
| BAUXITA | | Dura | 0,56 ÷ 1,20 |
| (compacta y seca) | 1,20 ÷ 1,36 | Blanda | 0,40 ÷ 0,64 |
| CAL | | MARGA | 1,26 |
| Viva, seca | 0,80 ÷ 0,96 | MÁRMOL (trozos) | 1,52 ÷ 1,68 |
| Mortero | 1,52 | MICA | |
| CALIZA | | Láminas | 0,51 |
| Trozos grandes | 1,52 ÷ 1,60 | Polvo | 0,98 |
| De 50 a 70 mm | 1,44 ÷ 1,52 | MINERAL DE | |
| De 25 a 50 mm | 1,36 ÷ 1,44 | Carbonatos | 1,76 ÷ 2,24 |
| Tamizada 15 mm | 1,28 ÷ 1,44 | Hierro | 2,08 ÷ 2,88 |
| Polvo | 1,20 ÷ 1,28 | Molibdeno | 1,60 |
| CARBÓN | | Níquel | 1,60 |
| aglomerado | 1,00 ÷ 1,11 | Óxidos | 2,00 ÷ 2,56 |
| mina | 0,72 ÷ 0,87 | Potasa | 1,20 ÷ 1,36 |
| vegetal | 0,16 ÷ 0,40 | Sulfuros | 2,00 ÷ 2,56 |
| CEMENTO | | NEGRO DE HUMO | |
| Clínker | 1,28 ÷ 1,52 | (gránulos) | 0,38 ÷ 0,45 |
| Portland, seco | 1,41 ÷ 1,60 | NITRATO AMÓNICO | 0,72 |
| CENIZAS | | ÓXIDO DE MAGNESIO | 1,92 |
| De madera | 0,61 ÷ 0,75 | PATATAS | 0,65 ÷ 0,75 |
| De carbón | 0,64 ÷ 0,72 | PIEDRA PÓMEZ | 0,64 |
| | | PIRITA | 2,00 ÷ 2,50 |
| | | REMOLACHA | 0,65 ÷ 0,75 |
| | | SERRÍN | 0,21 |

| MATERIAL | γ (Tm/m ³) | MATERIAL | γ (Tm/m ³) |
|---------------------|-------------------------------|---------------------|-------------------------------|
| COK | | SULFATO AMÓNICO | |
| De gas | 0,35 ÷ 0,45 | Seco | 1,12 |
| De mina | 0,50 ÷ 0,55 | Húmedo | 1,28 |
| CONCHAS DE OSTRA | 0,80 | SULFATO DE MAGNESIO | 1,12 |
| CRETA | 1,36 ÷ 1,44 | TIERRA | |
| CUARZO (trozos) | 1,52 ÷ 1,60 | Seca | 1,12 ÷ 1,28 |
| DOLOMITA (trozos) | 1,44 ÷ 1,76 | Húmeda | 1,65 ÷ 1,79 |
| ESCORIAS ALTO HORNO | 2,50 ÷ 3,00 | TURBA | |
| FOSFATO | 1,20 ÷ 1,36 | Compacta, seca | 0,75 |
| GRANITO (trozos) | 1,54 | Suelta, seca | 0,32 |
| | | VIDRIO | 1,28 ÷ 1,92 |
| | | ZANAHORIA | 0,65 ÷ 0,95 |

3.3.- Ángulo máximo de inclinación δ

Los valores máximos normalmente admitidos para la inclinación del transporte de distintos materiales se dan en la siguiente tabla:

| TABLA 6: VALORES DEL ÁNGULO MÁXIMO DE INCLINACIÓN δ | | |
|--|------------------------|------------------------|
| MATERIAL | CONDICIONES | ÁNGULO MÁXIMO δ |
| ARCILLA SECA | | 23 |
| ARENA | Seca | 15 |
| | Húmeda | 20 |
| | De fundición | 24 |
| AVENA | | 25 |
| AZUFRE | Fino | 23 |
| CAL | Fino | 23 |
| CALIZA | Más de 100 mm | 18 |
| | Menos de 100 mm | 20 |
| CARBÓN | Más de 100 mm | 15 |
| | Menos de 100 mm | 16 |
| | Varios tamaños | 18 |
| | Fino y seco | 20 |
| | Fino y húmedo | 22 |
| CEMENTO | Fino | 22 |
| CENTENO | | 25 |
| COK | Uniforme | 17 |
| | Fino | 20 |
| | Varios tamaños | 18 |
| FOSFATO | Más de 100 mm | 15 |
| | Menos de 100 mm | 25 |
| | Fino | 30 |
| GRAVA | Lavada y uniforme | 12 |
| | Sin lavar, no uniforme | 15 |
| HORMIGÓN | 150 mm | 12 |
| | 100 mm | 20 |
| | 50 mm | 24 |

| MATERIAL | CONDICIONES | ÁNGULO MÁXIMO d |
|-----------|---|------------------|
| MADERA | Desmenuzada Trozos | 27 15 ÷ 25 |
| MINERAL | Más de 100 mm Menos de 100 mm | 18 20 |
| PIEDRA | Más de 100 mm De 10 a 100 mm Menos de 10 mm | 15 16 ÷ 18 20 |
| PIRITAS | | 18 ÷ 22 |
| REMOLACHA | | 20 |
| SAL | | 18 ÷ 20 |
| TIERRA | Seca Húmeda | 20 22 |
| TRIGO | | 15 ÷ 20 |

3.4.-Velocidades de transporte

En la tabla 7 se indican las velocidades máximas aconsejables para el transporte por banda, en función del ancho de la banda y del tipo de material. Los materiales se han dividido en tres grupos:

- A) Granos y otros materiales de relativa fluidez y baja abrasión.
- B) Carbón en mina y otros materiales moderadamente abrasivos.
- C) Minerales duros, piedras y otros materiales muy abrasivos.

| TABLA 7: VELOCIDADES MÁXIMAS DE TRANSPORTE (m/seg) | | | |
|--|-----|-----|-----|
| ANCHO DE BANDA (mm.) | A | B | C |
| 400 | 3 | 2,5 | 2,5 |
| 500 | 4 | 3 | 3 |
| 650 | 4 | 3,5 | 3,3 |
| 800 | 4,5 | 4 | 3,7 |
| 1.000 | 5 | 4,2 | 4 |
| 1.200 | 5,5 | 5 | 4,5 |
| 1.400 | 6 | 5,5 | 4,5 |
| 1.600 | 6 | 5,5 | 4,5 |
| 1.800 y superiores | - | 6 | 5 |

3.5.- Tamaño del material y ancho mínimo de la banda

El ancho de la banda no sólo viene condicionado por la velocidad y la capacidad requerida de transporte, sino también por el tamaño de los trozos a transportar.

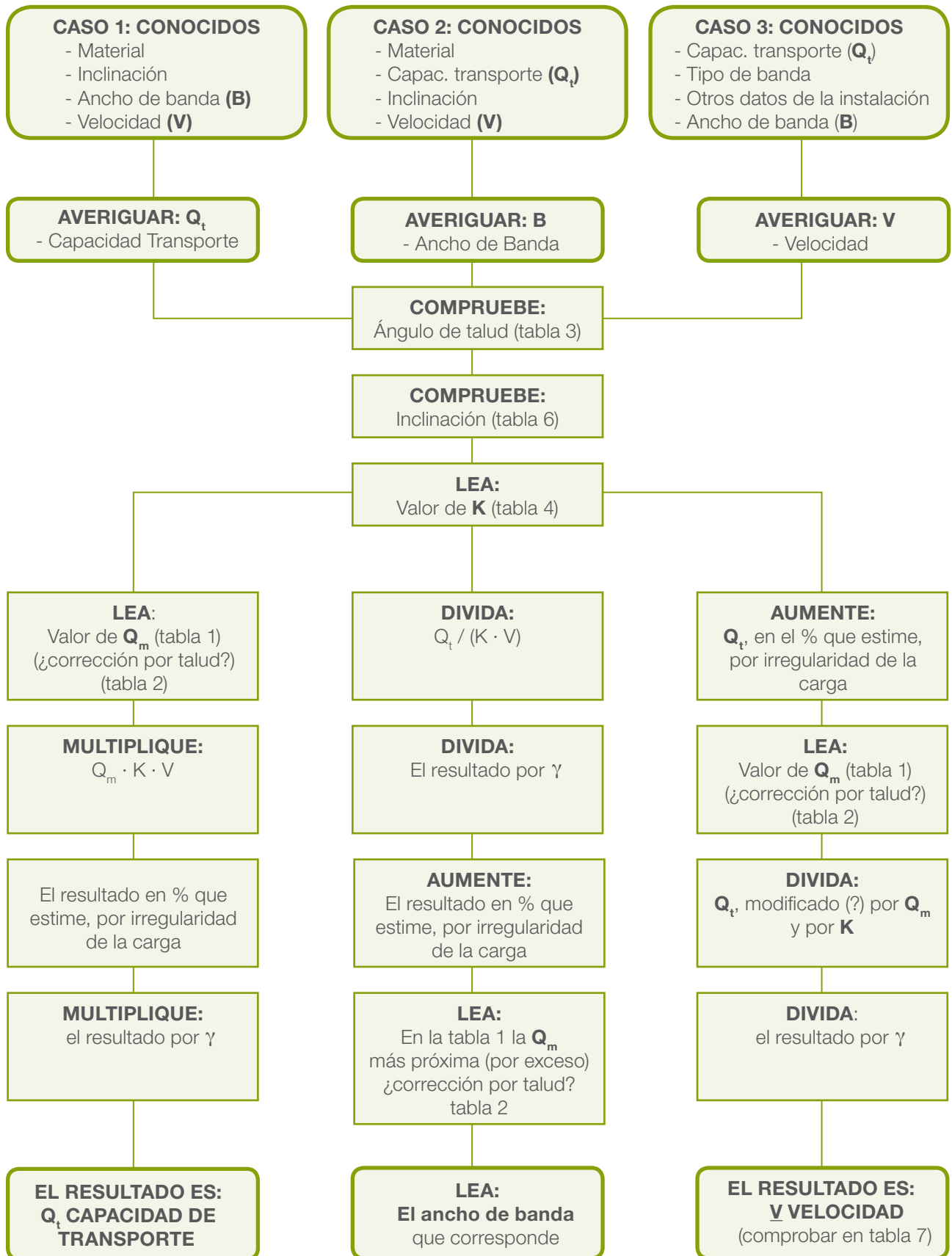
En la tabla 8 se dan los mínimos anchos de banda para los tamaños de material que se indican. En la columna B se supone que los trozos con el tamaño máximo no superan el 10% del total del material transportado.

| TABLA 8: TAMAÑO DEL MATERIAL Y ANCHO MÍNIMO DE BANDA | | |
|---|----------------------------------|--------------------|
| ANCHO MÍNIMO mm | TAMAÑO DE LOS TROZOS (mm) | |
| | A) UNIFORME | B) MEZCLADO |
| 400 | 65 | 100 |
| 500 | 85 | 150 |
| 650 | 125 | 225 |
| 800 | 160 | 300 |
| 1.000 | 200 | 400 |
| 1.200 | 250 | 500 |
| 1.400 | 300 | 600 |
| 1.600 | 350 | 700 |
| 1.800 | 380 | 800 |
| 2.000 | 450 | 900 |
| 2.200 | 500 | 1.000 |
| 2.400 | 550 | 1.100 |
| 2.600 | 600 | 1.200 |
| 2.800 | 650 | 1.300 |



3.6.- Ejemplos de cálculo

3.6.1.-Cuadro resumen de procedimiento



UNIDADES: V (m/seg); Q_m (m³/h); Q_t (Tm/h); γ (Tm/m³)

3.6.2.- Ejemplos numéricos

| CASO 1 | CASO 2 | CASO 3 |
|---|---|---|
| <p>MATERIAL: AVENA INCLINACIÓN: 20° ANCHO BANDA: 500 mm. VELOCIDAD: 2,5 m/seg MONTAJE: ARTESA 30°</p> <p>AVERIGUAR: CAPACIDAD</p> <p>Ángulo talud = 10° (tabla 3) Inclinación correcta (tabla 6) K=0,81 (tabla 4)</p> <p>$Q_m = 83 \text{ m}^3/\text{h}$ (tabla 1) Correcc. talud = 0,82 (tabla 2) $83 \cdot 0,82 = 68 \text{ m}^3/\text{h}$ $68 \cdot 0,81 \cdot 2,5 = 138 \text{ m}^3/\text{h}$</p> <p>Porcentaje estimado por irregularidad de carga = 5 % $138 \cdot 0,95 = 131 \text{ m}^3/\text{h}$</p> <p>$\gamma = 0,42$ (tabla 5) $131 \cdot 0,42 = \mathbf{55 \text{ Tm/h}}$</p> | <p>MATERIAL: CARBÓN MINA $Q_t = 500 \text{ Tm/h}$ INCLINACIÓN: 15° VELOCIDAD: 3,5 m/seg MONTAJE: ARTESA 20°</p> <p>AVERIGUAR: ANCHO BANDA</p> <p>Ángulo talud = 20° (tabla 3) Inclinación correcta (tabla 6) K=0,9 (tabla 4)</p> <p>$500 / (0,90 \cdot 3,5) = 158,7 \text{ Tm/h}$ (para $V = 1 \text{ m/seg}$)</p> <p>$\gamma = 0,8 \text{ Tm/m}^2$ (tabla 5) $158,7 / 0,8 = 198 \text{ m}^3/\text{h}$ (para $V = 1 \text{ m/seg}$)</p> <p>Porcentaje estimado por irregularidad de carga = 20 % $198 / 0,8 = 248 \text{ m}^3/\text{h}$ (para $V = 1 \text{ m/seg}$)</p> <p>para ancho banda = 1.000 mm. $Q_m = 327 \text{ m}^3/\text{h}$ (tabla 1)</p> | <p>MATERIAL: CALIZA $Q_t = 170 \text{ Tm/h}$ INCLINACIÓN: 10° ANCHO BANDA: 500 mm MONTAJE: ARTESA 20°</p> <p>AVERIGUAR: VELOCIDAD</p> <p>Ángulo talud = 20° (tabla 3) Inclinación correcta (tabla 6) K=0,95 (tabla 4)</p> <p>Porcentaje estimado por irregularidad de carga = 15 % $170 / 0,85 = 200 \text{ Tm/h}$ $Q_m = 70 \text{ m}^3/\text{h}$ (tabla 1) (no hay corrección por talud)</p> <p>$200 / (70 \cdot 0,95) = 3,01$</p> <p>$\gamma = 1,5$ (tabla 5) $3,01 / 1,5 = \mathbf{2,01 \text{ m/seg}}$ v. máx. = 3 m/seg (tabla 7)</p> |
| <p>CAPACIDAD TRANSPORTE: $Q_t = 55 \text{ Tm/h}$</p> | <p>ANCHO DE LA BANDA B = 1 m</p> | <p>VELOCIDAD V = 2 m/seg</p> |





4 · Cálculo de la potencia de accionamiento

4.1.- Consumo de potencia en el eje de accionamiento

La potencia de accionamiento necesaria en la instalación de una banda transportadora y que debe ser la suficiente para que ésta realice su función, podemos desglosarla de la siguiente forma:

N₁ = POTENCIA NECESARIA PARA MOVER LA BANDA DESCARGADA, que dependerá del peso de las partes móviles de la instalación, el coeficiente de fricción en los rodillos de apoyo, la longitud de la instalación, su inclinación y la velocidad a que se mueve la banda.

N₂ = POTENCIA NECESARIA PARA VENCER LAS RESISTENCIAS DE ROZAMIENTO AL MOVIMIENTO DE LA CARGA, la cual dependerá lógicamente de los mismos factores que la anterior, con la diferencia de que sólo se considerará el peso de la carga a transportar.

N₃ = POTENCIA NECESARIA PARA ELEVAR LA CARGA, que dependerá, además de la cantidad a transportar, de la altura y la velocidad a que se realice el transporte (en el caso de un transporte descendente, su valor será negativo).

N_t = POTENCIA NECESARIA PARA ACCIONAR OTROS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN, tales como las descargas intermedias ("tripper"), etc.

La potencia necesaria para elevar la propia banda no se considera, como es lógico, ya que se compensan las de la parte ascendente y la descendente.

El cálculo de cada una de estas potencias, se debe hacer de la forma siguiente:

$$N_1 = \frac{C \cdot f \cdot L \cdot G_m \cdot V}{75} = \frac{C \cdot f \cdot L \cdot V}{75} \cdot (2 \cdot G_g \cdot \cos \delta + G_s + G_i)$$

donde:

N₁ = Potencia necesaria para mover la banda descargada (CV)

f = Coeficiente de rozamiento a rodadura en rodillos de apoyo (tabla 10).

C = Coeficiente (tabla 9)

L = Longitud de transporte (m)

G_g = Peso por metro de la banda (Kp/m) (tabla 13)

G_s = Peso partes giratorias, rodillos superiores (Kp/m) (tablas 11 y 12)

G_i = Peso de las partes giratorias, rodillos inferiores.

V = velocidad de la banda (m/seg)

G_m = $2 \cdot G_g \cdot \cos \delta + G_s + G_i$ = Peso de las partes móviles (Kp/m)

$$N_2 = \frac{C \cdot f \cdot L \cdot Q_t \cdot \cos d}{270}$$

siendo:

N₂ = Potencia para vencer el rozamiento al movimiento de la carga (CV)

Q_t = Capacidad real de transporte (Tm/h)

$$N_3 = \frac{Q_t \cdot H}{270}$$

donde:

N_3 = Potencia necesaria para elevar la carga (CV)

H = Altura del transporte (m) incluida la del “tripper”, si lo hay; es negativa si el transporte es descendente.

La potencia total de accionamiento, vendrá dada por:

$$N_a = N_1 + N_2 + N_3 + N_t$$

donde N_t es la potencia necesaria para el “tripper” y otros (tabla 16)

4.2.- Consumo de potencia en el motor

Vendrá dada por:

$$N_m = \frac{N_a}{\eta}$$

donde:

N_m = Potencia total del motor (CV)

N_a = Potencia total en el eje de accionamiento

η = Rendimiento del accionamiento motriz

4.3.- Valores del coeficiente C

C es un coeficiente empírico que tiene por objeto compensar determinados factores, tales como el aumento del coeficiente de rozamiento a rodadura por suciedad, resistencias imprevistas, etc... Sus valores dependen de la longitud del transporte y se dan en la tabla 9.

| TABLA 9: VALORES DEL COEFICIENTE C | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------------|---|-----|-----|-----|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| L (m) | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 |
| C | 9 | 7,6 | 6,6 | 5,9 | 5,1 | 4,5 | 4 | 3,6 | 3,2 | 2,9 | 2,6 | 2,4 | 2,2 |

| | | | | | | | | | | | | | |
|-------|----|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|-------|-----|-----|
| L (m) | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 320 | 400 | 500 | 1.000 | 40 | 50 |
| C | 2 | 1,85 | 1,7 | 1,6 | 1,5 | 1,4 | 1,3 | 1,2 | 1,1 | 1,05 | 1,05 | 2,4 | 2,2 |

Para bandas de instalación subterránea, con objeto de tener en cuenta los mayores problemas en cuanto a asentamiento y suciedades, deberá aumentarse este coeficiente entre el 60 y el 80% de su valor.

4.4.- Coeficiente f de fricción en los rodillos de apoyo

| TABLA 10: COEFICIENTE DE FRICCIÓN EN LOS RODILLOS | | |
|---|--------------|---------------|
| TIPO DE COJINETE | ESTADO | VALOR DE f |
| RODAMIENTOS | Favorable | 0,018 |
| | Normal | 0,020 |
| | Desfavorable | 0,023 ÷ 0,030 |
| FRICCIÓN | | 0,050 |

4.5.- Peso de las partes giratorias de los rodillos

En la tabla 11 se dan los pesos orientativos de las partes giratorias de los rodillos de apoyo, en kilos. En la tabla 12 se dan asimismo unos valores indicativos de las distancias a que suelen colocarse. Ambos datos son necesarios para el cálculo de G_s y G_i en Kp/m. Para un cálculo más preciso de una instalación en concreto, deberán consultarse los datos y catálogos dados por los fabricantes de rodillos, así como la medida de separación entre ellos que se prevea montar.

| Ancho (mm) | TABLA 11: PESO ORIENTATIVO DE LAS PARTES GIRATORIAS DE LOS RODILLOS | | | | | | | | | | | |
|------------|---|--------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|
| | DIÁMETROS DE RODILLOS (mm) Y TIPO DE MONTAJE | | | | | | | | | | | |
| | 63,5 | | 89 | | 108 | | 133 | | 159 | | 193,7 | |
| | Plano | Artesa | Plano | Artesa | Plano | Artesa | Plano | Artesa | Plano | Artesa | Plano | Artesa |
| 400 | 3 | 3,6 | | | | | | | | | | |
| 500 | 3,5 | 4,1 | | | | | | | | | | |
| 650 | 4,1 | 4,7 | 5,9 | 7,6 | | | | | | | | |
| 800 | 5 | 5,6 | 7,1 | 8,9 | 10 | 13 | | | | | | |
| 1.000 | | | 8,4 | 10,2 | 11,8 | 14,8 | 16,6 | 20,6 | | | | |
| 1.200 | | | | | 14 | 17 | 19,8 | 23,8 | 28,6 | 35,2 | | |
| 1.400 | | | | | | | 22,3 | 26,3 | 32,2 | 38,8 | | |
| 1.600 | | | | | | | 25 | 29 | 35,8 | 42,4 | | |
| 1.800 | | | | | | | | | 39,6 | 46,1 | 78,7 | 86,3 |
| 2.000 | | | | | | | | | 43,2 | 49,8 | 86,2 | 93,8 |
| 2.200 | | | | | | | | | | | 93,7 | 101,3 |
| 2.400 | | | | | | | | | | | 101,2 | 108,8 |
| 2.600 | | | | | | | | | | | 108,7 | 116,3 |

4.6.- Distancia entre rodillos de transporte y retorno

| TABLA 12: DISTANCIA ENTRE RODILLOS DE APOYO | | | |
|---|---------------------|----------------|------------------|
| ANCHO DE BANDA (mm) | LADO TRANSPORTE (m) | | LADO RETORNO (m) |
| | $\gamma \leq 0,6$ | $\gamma > 0,6$ | |
| 400 | 1,35 | 1,35 | 3,00 |
| 500 | 1,35 | 1,20 | 3,00 |
| 650 | 1,20 | 1,10 | 3,00 |
| 800 | 1,20 | 1,00 | 3,00 |
| 1.000 | 1,00 | 1,00 | 3,00 |
| entre 1000 y 1800 | 1,00 | 1,00 | 3,00 |
| ≥ 1800 | 1,00 | 1,00 | 2,40 |

γ es el peso específico aparente del material (Tm/m³)

4.7.- Peso de la banda

A) Para mayor comodidad de uso y para un primer cálculo aproximado, válido en muchos casos, damos en la tabla 13 los valores tipo del peso por metro de las bandas normales de alma textil. No obstante, en caso de necesitarse una determinación más precisa y, una vez conocidas las características de la banda, deberá efectuarse el cálculo de su peso por el procedimiento indicado en B).

| TABLA 13: PESO ORIENTATIVO (G_g) EN BANDAS TEXTILES (Kp/m) | | |
|--|-------------------|--------------------|
| ANCHO DE BANDA (mm) | PESO/METRO (Kp/m) | ESPESOR TOTAL (mm) |
| 400 | 4 | 8 |
| 500 | 5 | |
| 650 | 6,5 | |
| 800 | 8,5 | 8,5 |
| 1.000 | 13 | 11 |
| 1.200 | 15,5 | |
| 1.400 | 18 | |
| 1.600 | 25 | 13 |
| 1.800 | 30 | 14 |
| 2.000 | 33 | |

B) El cálculo del peso por metro de las bandas, puede hacerse de una forma más exacta, utilizando las siguientes fórmulas:

$$\text{BANDA DE ALMA TEXTIL: } G_g = B \cdot (1,2 \cdot E + P_i \cdot Z)$$

$$\text{BANDA ALMA METÁLICA: } G_g = B \cdot (1,2 \cdot E \cdot P_m)$$

(en el caso de bandas de alma textil de dos lonas, se debe tomar el valor de $Z = 3$, para compensar el mayor espesor de la goma intermedia. Si se trata de una banda antillama, se debe aumentar el peso en un 25%, por la misma razón)

siendo:

G_g = peso por metro de banda (Kp/m)

B = ancho de la banda (m)

E = espesor total de los recubrimientos (mm)

P_i = peso por m^2 de cada lona (Kp/ m^2) (tabla 14)

Z = número de lonas

P_m = peso por m^2 de los cables y goma intermedia (Kp/ m^2) (tabla 15)

Los valores de P_i y P_m se dan en las tablas 14 y 15.

| TABLA 14: PESO POR M ² DE LONA (P_i) (Kp/m ²) | | | | | | | | | |
|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| TIPO DE LONA | EP 100 | EP 125 | EP 160 | EP 200 | EP 250 | EP 315 | EP 400 | EP 500 | EP 630 |
| P_i (kp/m ²) | 1,2 | 1,4 | 1,5 | 1,9 | 2 | 2,2 | 2,6 | 3 | 3,5 |

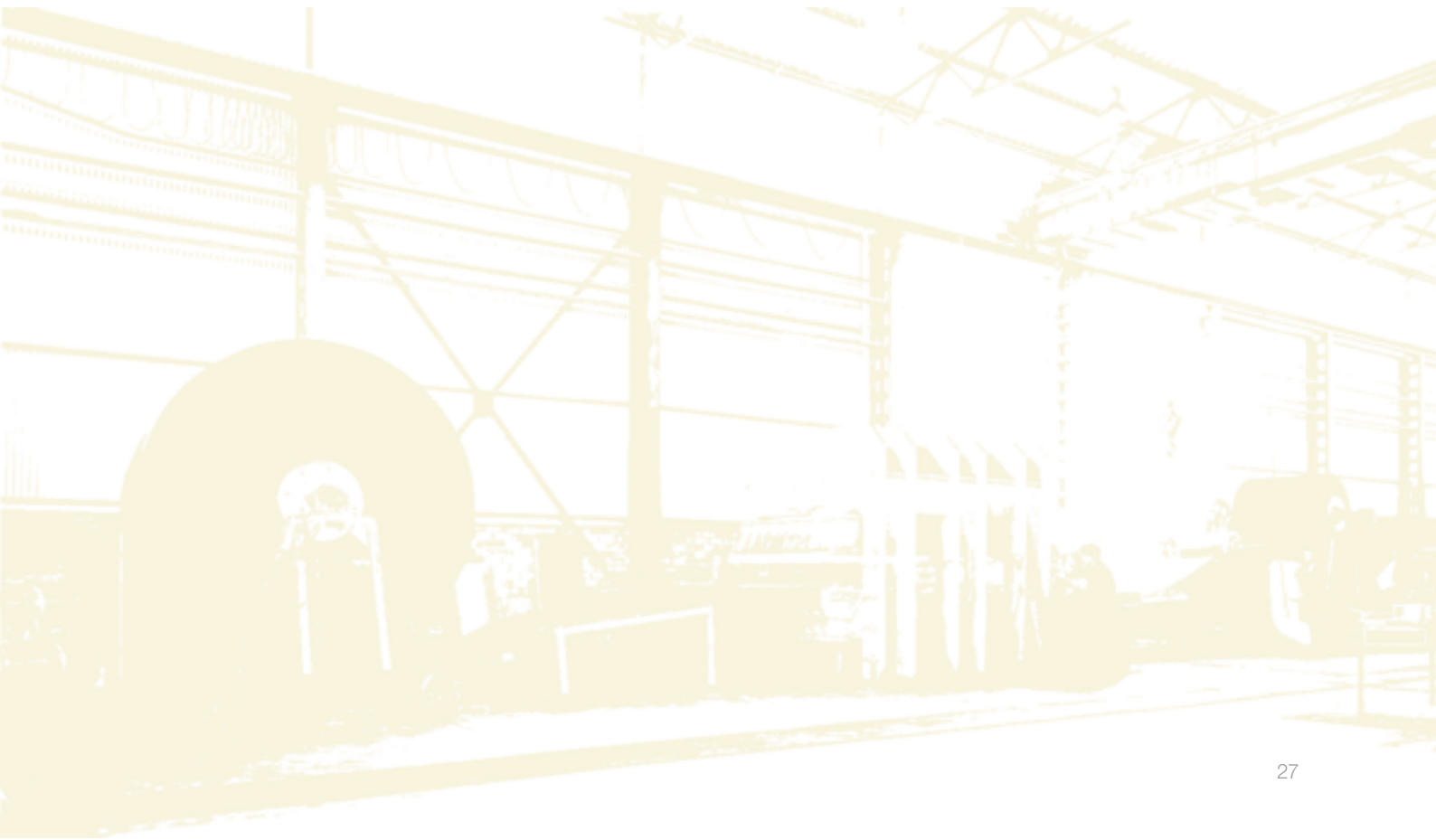
| TABLA 15: PESO POR M ² DE CABLES Y GOMA UNIÓN (P _m)(Kg/m ²) | |
|--|--|
| TIPO | VALOR DE P _m (Kp/m ²) |
| ST-1.000 | 10 |
| ST-1.250 | 11 |
| ST-1.600 | 15 |
| ST-2.000 | 16 |
| ST-2.500 | 22 |
| ST-3.150 | 26 |
| ST-4.000 | 31 |

4.8.- Potencia absorbida por el “tripper”

Además de la potencia necesaria para la elevación de la carga en el “tripper” que debe tenerse en cuenta, en el valor de la altura **H** que aparece en la fórmula para el cálculo de **N₃**, el propio “tripper” supone una potencia adicional a considerar.

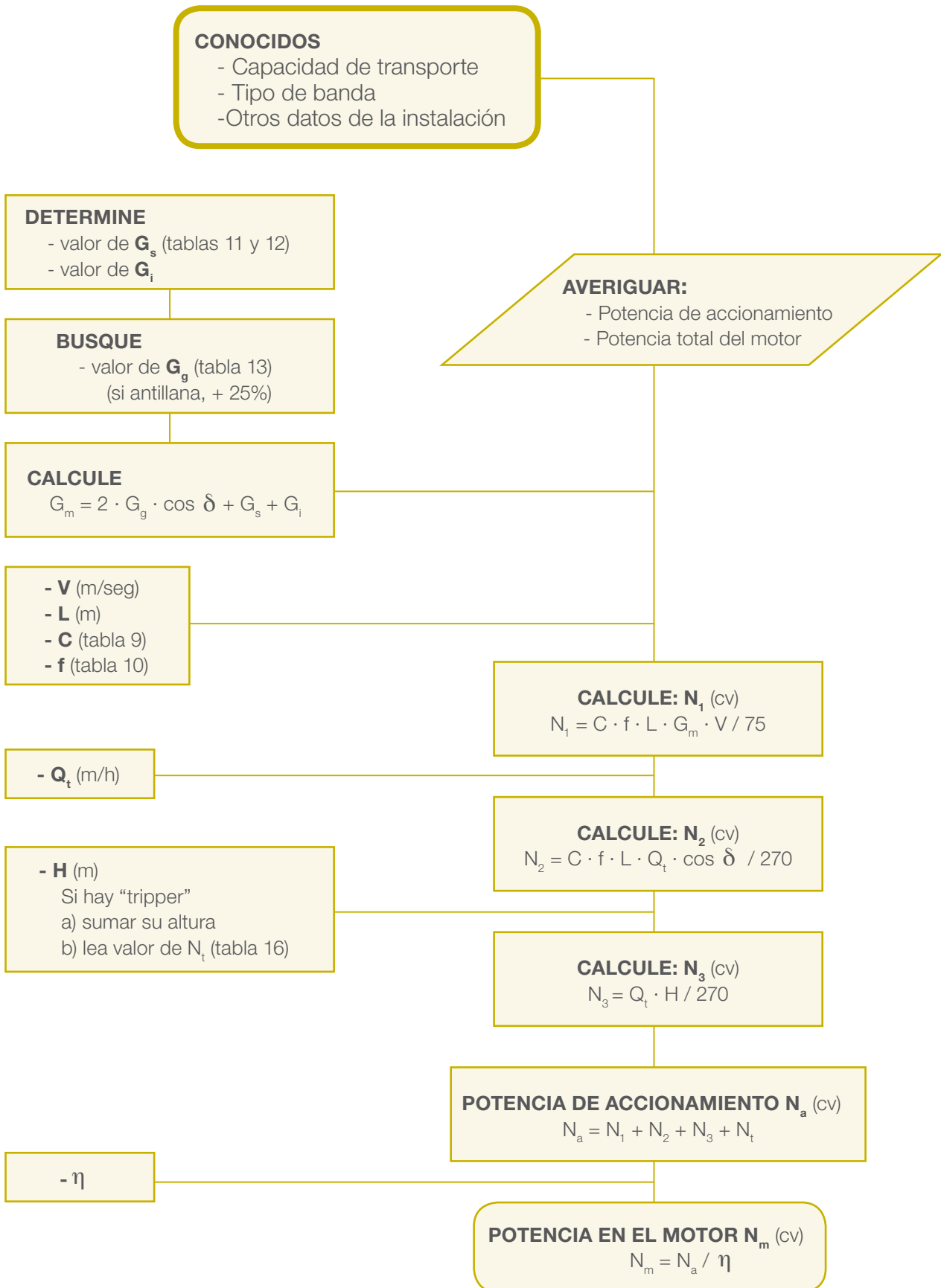
Dependiendo de si es fijo o móvil, los valores de esta potencia **N_t** se dan en la tabla 16.

| TABLA 16: POTENCIA ABSORBIDA POR EL “TRIPPER” EN CV (N _t) | | |
|---|----------------|-----------------|
| ANCHO BANDA | “TRIPPER” FIJO | “TRIPPER” MOVIL |
| hasta 650 | 1,00 | 1,70 |
| de 650 a 800 | 1,70 | 2,70 |
| de 1.000 a 1 .200 | 2,90 | 4,30 |
| de 1 .400 a 1 .600 | 4,70 | 6,80 |
| de 1.800 a 2.000 | 6,00 | 8,60 |
| de 2.200 a 2.400 | 7,30 | 10,00 |
| de 2.600 a 2.800 | 8,40 | 11,50 |



4.9.- Ejemplos de cálculo de la potencia

4.9.1.- Cuadro resumen de procedimiento



4.9.2.- Ejemplos numéricos

A) Banda de 1.000 mm de ancho, instalación aérea en artesa, diámetro de los rodillos soporte 108 mm, transportando 500 Tm/h de material a 2 m/seg de velocidad, una distancia de 200 m y a una altura de 35 m. Rendimiento del sistema motriz 0,75.

Suponemos una distancia entre rodillos de ida de 1 m, y de 3 m entre los de retorno. Valor de **cos δ = 0,98**

-VALOR DE G_m

$$\left. \begin{aligned} G_s &= 14,8 \text{ Kp/m} \\ G_i &= 11,8/3 = 3,9 \text{ Kp/m} \\ G_g &= 13 \text{ Kp/m (tabla 13)} \end{aligned} \right\} \text{ (tablas 11 y 12)}$$
$$G_m = 14,8 + 3,9 + 2 \cdot 13 \cdot 0,98 = 44,18 \text{ Kp/m}$$

-**C** = 1,4 (tabla 9)

-**f** = 0,020 (tabla 10)

$$N_1 = 1,4 \cdot 0,020 \cdot 200 \cdot 44,18 \cdot 2 / 75 = 6,6 \text{ cv}$$

$$N_2 = 1,4 \cdot 0,020 \cdot 200 \cdot 500 \cdot 0,98 / 270 = 10,2 \text{ cv}$$

$$N_3 = 500 \cdot 35/270 = 64,8 \text{ cv}$$

$$N_t = 0$$

$$N_a = N_1 + N_2 + N_3 + N_t = 6,6 + 10,2 + 64,8 = \mathbf{81,6 \text{ cv}}$$

$$N_m = 81,6 / 0,75 = \mathbf{108,8 \text{ cv}}$$

B) Banda de 500 mm de ancho, instalación subterránea, en artesa, diámetro de los rodillos soporte 63,5 mm, separados a 1,20 m en ramal de ida y a 2 m en retorno. Transporta 170 Tm/h de material a 2 m/seg de velocidad, una distancia de 125 m, un desnivel de 10 m en bajada. Rendimiento del sistema motriz = 0,70. (aprox. **cos δ = 1**)

-VALOR DE G_m

$$\left. \begin{aligned} G_s &= 4,1 / 1,2 = 3,4 \text{ Kp/m} \\ G_i &= 3,5/2 = 1,75 \text{ Kp/m} \\ G_g &= 5 \text{ Kp/m (tabla 13)} \end{aligned} \right\} \text{ (tablas 11 y 12)}$$
$$G_m = 3,4 + 1,75 + 2,5 = 15,15 \text{ Kp/m.}$$

-**C** = 1,6 (tabla 9) (por ser subterránea, aumentar el 70%; **C** = 1,6 · 1,7 = **2,72**)

-**F** = 0,020 (tabla 10)

$$N_1 = 2,72 \cdot 0,020 \cdot 125 \cdot 15,15 \cdot 2 / 75 = 2,7 \text{ cv}$$

$$N_2 = 2,72 \cdot 0,020 \cdot 125 \cdot 170 / 75 = 4,3 \text{ cv}$$

$$N_3 = 150 \cdot (-10) / 270 = -5,6 \text{ cv}$$

$$N_a = 2,7 + 4,3 - 5,6 = \mathbf{1,4 \text{ cv}}$$

$$N_m = 1,4 / 0,70 = \mathbf{2,0 \text{ cv}}$$



5 · Cálculo de tensiones

5.1.- Introducción

La fuerza tangencial de accionamiento máxima en el tambor motriz será función de la potencia de accionamiento en el eje y su valor viene dado por:

$$F_{\text{máx}} = \frac{75 \cdot N_a}{V}$$

donde:

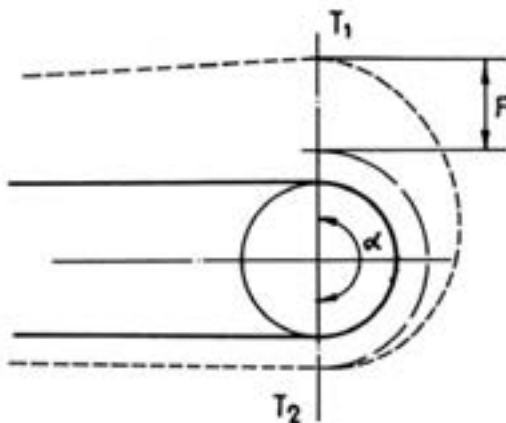
$F_{\text{máx}}$ = fuerza de accionamiento máxima en tambor motriz (Kp)

N_a = potencia de accionamiento en el eje (cv)

V = velocidad (m/seg)

Como consecuencia de la acción de la fuerza de accionamiento y el rozamiento entre banda y polea, se producen unas tensiones en la banda a la entrada y salida de la polea motriz, cuya diferencia será la fuerza de accionamiento F . Si llamamos T_1 a la tensión en la entrada y T_2 a la de salida, será:

$$T_1 - T_2 = F$$



La relación entre ambas tensiones viene dada por la fórmula de EYTELWEIN-EULER:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu\alpha}$$

siendo:

μ = coeficiente de rozamiento entre banda y polea

α = ángulo abrazado (radianes)

e = base de logaritmos neperianos

Estas tensiones son mínimas cuando se alcanza el límite de adherencia entre banda y polea, momento en que la anterior expresión se convierte en igualdad:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha}$$

De esta igualdad y la anterior ($T_1 - T_2 = F$), se deducen los valores de T_1 y T_2 .

$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right)$$

$$T_2 = F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

Veamos algunas conclusiones de todo esto

a) Si el tambor actúa como freno, el valor de **F** será negativo, por lo que la tensión de salida será mayor que la de entrada. Las relaciones anteriores se siguen verificando si se invierten **T₁** y **T₂**

b) Si aumentamos la tensión de la banda (por medio del tensor, por ejemplo), tanto la tensión de entrada como la de salida quedarán aumentadas en esa cantidad, por lo que pueden suceder dos cosas:

1) Si la fuerza de accionamiento **F** no aumenta (bien porque sea ya la máxima, **F_{máx}** o porque no exista un aumento de carga que la precise, dejará de cumplirse la igualdad **T₁/T₂ = e^{μ α}** lo cual significa que la banda se aleja de las condiciones de deslizamiento y las tensiones serán mayores que las que habría si se aprovechara al máximo la capacidad de rozamiento posible entre la banda y la polea.

2) Si la fuerza de accionamiento **F** puede ser mayor, el aumento de tensión en el tensor supondrá lógicamente la posibilidad de transmitir más fuerza y por tanto aumentar la capacidad de sobrecarga del sistema.

c) Cuando el tensor es de tensión constante, debe darse a esta tensión un valor tal que sea suficiente, no sólo para garantizar el no deslizamiento durante el trabajo máximo normal de la banda, sino que también deberá cubrir el esfuerzo adicional en el momento del arranque, debido a la inercia de las partes móviles de la instalación.

5.1.1.-Valores de μ

El coeficiente de fricción μ entre banda y polea, depende de las condiciones de la superficie y el ambiente de trabajo. Sus valores se dan en la Tabla 17.

| TABLA 17: VALORES DE μ | | |
|----------------------------|-------------------------------|----------------|
| TIPO DE POLEA | CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO | VALOR DE μ |
| SIN RECUBRIR | Mojado | 0,10 |
| | Húmedo | 0,10 ÷ 0,20 |
| | seco | 0,30 |
| RECUBIERTA | Mojado | 0,25 |
| | Húmedo | 0,25 ÷ 0,30 |
| | Seco | 0,35 |

5.1.2.- Valores de $\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$

$$\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$


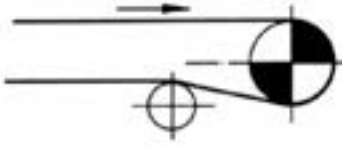
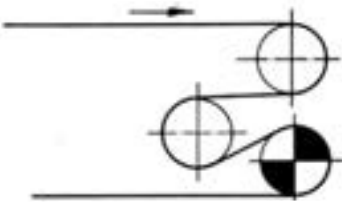
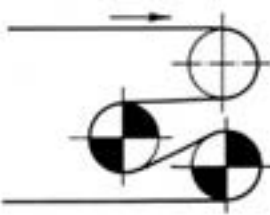
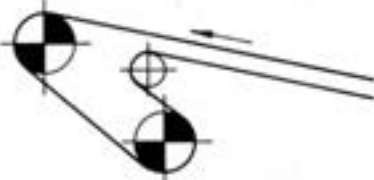
| TABLA 18: VALORES DE $\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$ | | | | | | |
|--|----------------|------|------|------|------|------|
| VALOR DE α (grados) | VALOR DE μ | | | | | |
| | 0,10 | 0,15 | 0,20 | 0,25 | 0,30 | 0,35 |
| 180 | 2,71 | 1,66 | 1,14 | 0,83 | 0,63 | 0,49 |
| 190 | 2,54 | 1,55 | 1,06 | 0,77 | 0,58 | 0,45 |
| 200 | 2,39 | 1,45 | 0,99 | 0,71 | 0,54 | 0,41 |
| 210 | 2,26 | 1,36 | 0,92 | 0,66 | 0,49 | 0,38 |
| 220 | 2,14 | 1,28 | 0,86 | 0,62 | 0,46 | 0,35 |
| 230 | 2,02 | 1,21 | 0,81 | 0,57 | 0,42 | 0,32 |
| 240 | 1,92 | 1,14 | 0,76 | 0,54 | 0,39 | 0,30 |
| 250 | 1,83 | 1,08 | 0,71 | 0,50 | 0,37 | 0,27 |
| 360 | 1,14 | 0,64 | 0,40 | 0,26 | 0,18 | 0,13 |
| 370 | 1,10 | 0,61 | 0,38 | 0,25 | 0,17 | 0,12 |
| 380 | 1,06 | 0,59 | 0,36 | 0,24 | 0,16 | 0,11 |
| 390 | 1,03 | 0,56 | 0,35 | 0,22 | 0,15 | 0,10 |
| 400 | 0,99 | 0,54 | 0,33 | 0,21 | 0,14 | 0,09 |
| 410 | 0,96 | 0,52 | 0,31 | 0,20 | 0,13 | 0,09 |
| 420 | 0,93 | 0,50 | 0,30 | 0,19 | 0,13 | 0,08 |

5.1.3.- Valores de $e^{\mu\alpha}$

| TABLA 19: VALORES DE $e^{\mu\alpha}$ | | | | | | |
|--------------------------------------|----------------|------|------|------|------|-------|
| VALOR DE α (grados) | VALOR DE μ | | | | | |
| | 0,10 | 0,15 | 0,20 | 0,25 | 0,30 | 0,35 |
| 180 | 1,37 | 1,60 | 1,87 | 2,19 | 2,57 | 3,00 |
| 190 | 1,39 | 1,64 | 1,94 | 2,29 | 2,70 | 3,19 |
| 200 | 1,42 | 1,69 | 2,01 | 2,39 | 2,85 | 3,39 |
| 210 | 1,44 | 1,73 | 2,08 | 2,50 | 3,00 | 3,61 |
| 220 | 1,47 | 1,78 | 2,16 | 2,61 | 3,16 | 3,83 |
| 230 | 1,49 | 1,83 | 2,23 | 2,73 | 3,33 | 4,08 |
| 240 | 1,52 | 1,87 | 2,31 | 2,85 | 3,51 | 4,33 |
| 250 | 1,55 | 1,92 | 2,39 | 2,98 | 3,70 | 4,61 |
| 360 | 1,87 | 2,57 | 3,51 | 4,81 | 6,59 | 9,02 |
| 370 | 1,91 | 2,63 | 3,64 | 5,03 | 6,94 | 9,59 |
| 380 | 1,94 | 2,70 | 3,77 | 5,25 | 7,31 | 10,19 |
| 390 | 1,98 | 2,78 | 3,90 | 5,48 | 7,71 | 10,83 |
| 400 | 2,01 | 2,85 | 4,04 | 5,73 | 8,12 | 11,51 |
| 410 | 2,05 | 2,93 | 4,18 | 5,98 | 8,56 | 12,24 |
| 420 | 2,08 | 3,00 | 4,33 | 6,25 | 9,02 | 13,01 |

5.1.4.- Valores de α

A título orientativo y para distintos modos de accionamiento, se indican a continuación los valores normales del ángulo abrazado

| TABLA 20: VALORES DE α SEGÚN ACCIONAMIENTO | |
|---|--|
| TIPO DE TÁNDEM | VALORES DE α (grados) |
| <p>a) SIMPLE</p>  | 180 |
| <p>b) SIMPLE, CON RODILLO DE CIERRE</p>  | 200 ÷ 220 |
| <p>c) TÁNDEM SIMPLE</p>  | 200 ÷ 240 |
| <p>d) TÁNDEM</p>  | 400 ÷ 440 |
| <p>e) DOBLE ACCIONAMIENTO</p>  | <p>Primario: 170 ÷ 220 Secundario: 190 ÷ 220</p> |

5.2.- Diagramas de tensión y fórmulas de cálculo

Hemos visto la proporcionalidad que existe entre la fuerza **F** de accionamiento y la potencia de accionamiento en el eje **N_a**. Tal como hemos hecho con la potencia, desglosaremos también la fuerza de accionamiento en las siguientes:

a) Tensión necesaria para vencer la resistencia por rozamiento al movimiento de la banda descargada. Vendrá dada por:

$$T_r = \frac{75 \cdot N_1}{V} = C \cdot f \cdot L \cdot G_m = C \cdot f \cdot L \cdot (2 \cdot G_g \cdot \cos \delta + G_s + G_i)$$

siendo:

N₁ = potencia para mover la banda descargada (CV)

T_r = tensión para mover la banda descargada (Kp)

C = coeficiente (tabla 9)

f = coeficiente de rozamiento en los rodillos de apoyo (tabla 10)

L = longitud del transporte (m)

G_m = peso de las partes móviles (Kp/m) (**G_m = 2 · G_g · cosδ + G_s + G_i**)

G_s = peso partes giratorias, rodillos superiores (Kp/m) (tablas 11 y 12)

G_i = peso partes giratorias, rodillos inferiores (Kp/m) (tablas 11 y 12)

δ = ángulo de inclinación (grados)

V = velocidad de transporte (m/seg)

b) tensión para vencer las resistencias al movimiento de la carga. Vendrá dada por:

$$T_r = \frac{75 \cdot N_2}{V} = C \cdot f \cdot L \cdot Q_t \cdot \cos \delta / (3,6 \cdot V) V$$

siendo:

N₂ = potencia para vencer el rozamiento al movimiento de la carga (cv)

Q_t = cantidad transportada (Tm/h)

T_q = tensión para el movimiento de la carga (Kp)

c) Tensión para elevar (o descender) la carga

$$T_v = \frac{75 \cdot N_3}{V} = \pm \frac{Q_t \cdot H}{3,6 \cdot V}$$

siendo:

N₃ = potencia para elevar (o descender) la carga (cv)

T_v = tensión para el movimiento vertical de la carga (Kp)

H = altura de elevación (+) o descenso (-) de la carga (m)

La fuerza de accionamiento F , será la suma de las tres:

$$F = T_r + T_q + T_v$$

Con objeto de diferenciar en los diagramas de tensión, distinguiremos en la fuerza T_r para el movimiento de la banda descargada, la que corresponde a cada uno de los ramales, T_{rs} el superior y T_{ri} el inferior, de modo que:

$$\begin{aligned} T_{rs} &= C \cdot f \cdot L \cdot (G_g \cdot \cos \delta + G_s) \\ T_{ri} &= C \cdot f \cdot L \cdot (G_g \cdot \cos \delta + G_i) \end{aligned} \quad T_r = T_{rs} + T_{ri}$$

En los diagramas de tensiones también aparecerán las resistencias debidas al peso propio de la banda que aunque, como ya hemos visto, no influyen sobre la potencia de accionamiento ni por tanto en el valor de F por contrarrestarse en ambos ramales, sí en cambio deben considerarse cuando se estudian las tensiones en la instalación. Su valor será igual a $H \cdot G_g$ en cada ramal.

Por otra parte, recordemos que T_1 es la tensión de entrada en la polea motriz y T_2 la de salida y que se cumple que:

$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} \right) = F + T_2$$

Siendo:

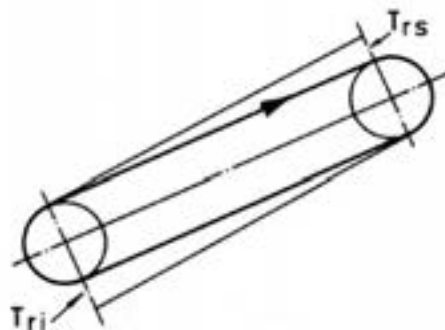
$$F = T_q + T_{rs} + T_{ri} \pm T_v$$

Es decir, que se compone de la suma de las tensiones anteriores (excepto la debida al peso propio de la banda), más la tensión de salida T_2 (que era como mínimo la necesaria para garantizar la ausencia de deslizamiento entre banda y polea).

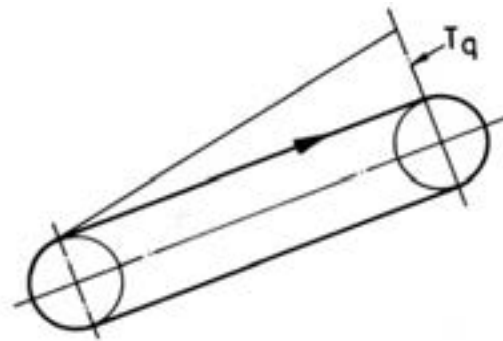
Pasaremos ahora a ver cómo se distribuyen las tensiones en una serie de casos simples, a fin de determinar en cada caso cuál va a ser la tensión máxima a que estará sometida la banda.

Las normas generales que nos servirán como base para la confección de estos diagramas, son las siguientes:

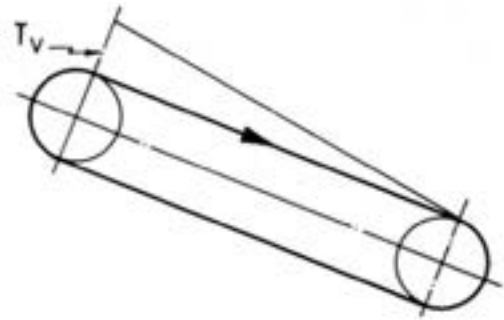
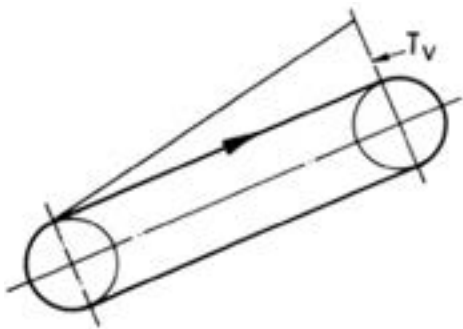
a) Las tensiones debidas a los rozamientos de la banda en los ramales superior e inferior, T_{rs} y T_{ri} , son nulas a la salida de cada ramal y alcanzan su valor máximo a la entrada de cada polea, tal como se representa en esquema:



b) La tensión por el rozamiento debido al movimiento de la carga T_q , lo mismo que ocurría con T_{rs} , será máxima a la entrada de la polea en que termina el transporte.



c) La tensión T_v debida a la variación de altura de la carga, tendrá lógicamente su valor máximo en la polea que esté a mayor altura y del lado de la carga.



d) La tensión a la entrada de la polea motriz, T_1 estará formada en cada caso por la suma de componentes que resulten y su valor mínimo será:

$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} \right)$$

e) La tensión a la salida de la polea motriz, T_2 tendrá un valor mínimo, como ya hemos visto, de:

$$T_2 = F \cdot \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1}$$

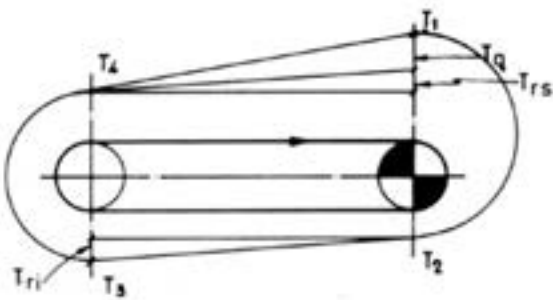
f) Las tensiones a ambos lados de la polea libre se considerarán iguales, al no tenerse en cuenta los rozamientos sobre el eje de la propia polea.

5.2.1.- Transporte horizontal

Se cumple que:

$$F = T_q + T_{rs} + T_{ri} = C \cdot f \cdot L \cdot \left(\frac{Q_t}{3,6 \cdot V} + 2 \cdot G_g + G_s + G_i \right)$$

a) TAMBOR MOTRIZ EN CABEZA



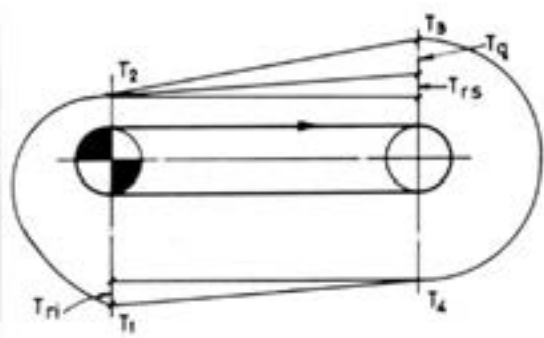
$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} \right)$$

$$T_2 = T_1 - F = F \cdot \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1}$$

$$T_3 = T_2 + T_{ri}$$

$$T_4 = T_3$$

b) TAMBOR MOTRIZ EN COLA



$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} \right)$$

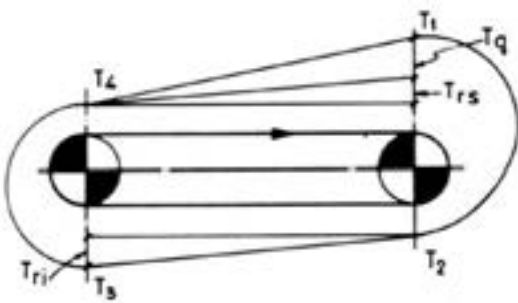
$$T_2 = T_1 - F = F \cdot \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1}$$

$$T_3 = T_2 + T_{rs} + T_q = T_2 + C \cdot f \cdot L \cdot \left(\frac{Q_t}{3,6 \cdot V} + G_g + G_s \right)$$

$$T_4 = T_3$$

c) DOBLE ACCIONAMIENTO

c-1) con reparto de potencias para mínima tensión



$$F = F_1 + F_2$$

$$F_2 = \frac{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1}{e^{\mu^1 \alpha^1} e^{\mu^2 \alpha^2} - 1} [F + T_{ri} \cdot (e^{\mu^1 \alpha^1} - 1)]$$

$$T_1 = F_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1} \right)$$

$$T_2 = T_1 - F_1 = F_1 \cdot \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1}$$

$$T_3 = F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1} \right)$$

$$T_4 = T_3 - F_2 = F_2 \cdot \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1}$$

Cuando $\alpha_1 = \alpha_2$ y $\mu_1 = \mu_2$, entonces resulta:

$$F_2 = \frac{1}{e^{\mu \alpha} + 1} \cdot F + \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha} + 1} \cdot T_{ri}$$

Las potencias de accionamiento que corresponden en este caso serán:

$$N_{a1} = \frac{F_1 \cdot V}{75} \quad N_{a2} = \frac{F_2 \cdot V}{75}$$

c-2) cuando las potencias de accionamiento ya están determinadas:

si:

$$F_1 = \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1} < F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1} \right) - T_{ri}$$

entonces:

$$T_3 = F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1} \right)$$

$$T_4 = T_3 - F_2$$

$$T_2 = T_3 - T_{ri}$$

$$T_1 = T_2 + F_1$$

por el contrario, si:

entonces:

$$F_1 = \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1} > F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1} \right) - T_{ri}$$

$$T_1 = F_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1} \right)$$

$$T_2 = T_1 - F_1$$

$$T_3 = T_2 - T_{ri}$$

$$T_4 = T_3 + F_2$$

NOTA.-De no ser necesario por exigencias de la instalación, es preferible que el tambor motriz esté situado en cabeza. En caso de utilizar doble accionamiento, conviene estandarizar los motores y reductores, con objeto de conseguir mayor facilidad de reposición.

5.2.2.- Transporte ascendente

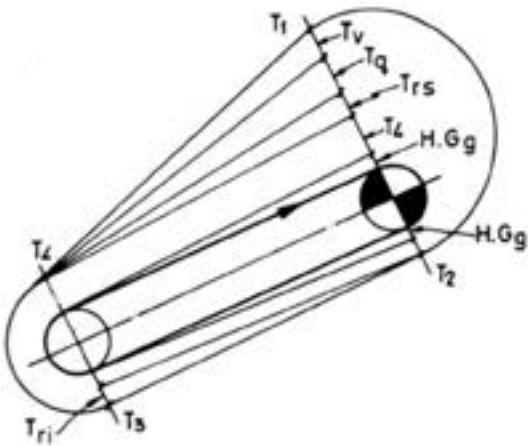
Se cumple que:

$$F = T_q + T_{rs} + T_{ri} + T_v = C \cdot f \cdot L \cdot \left[\frac{Qt}{3,6 \cdot V} + 2G_g \right] \cdot \cos \delta + G_s + G_i + \frac{Qt \cdot H}{3,6 \cdot V}$$

a) TAMBOR MOTRIZ EN CABEZA

a-1) caso en el que

$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) > H \cdot G_g$$



$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right)$$

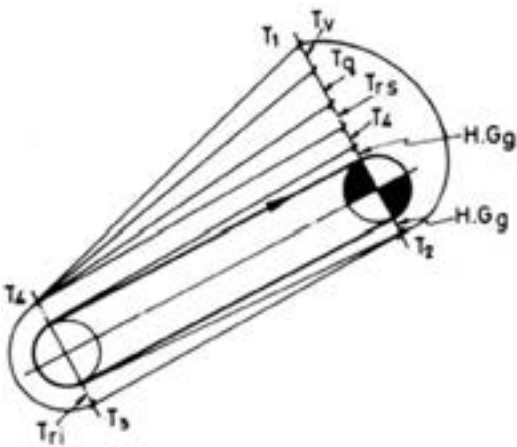
$$T_2 = T_1 - F = F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

$$T_3 = T_2 + T_{ri} - H \cdot G_g$$

$$T_4 = T_3$$

a-2) caso en el que

$$F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} < H \cdot G_g$$



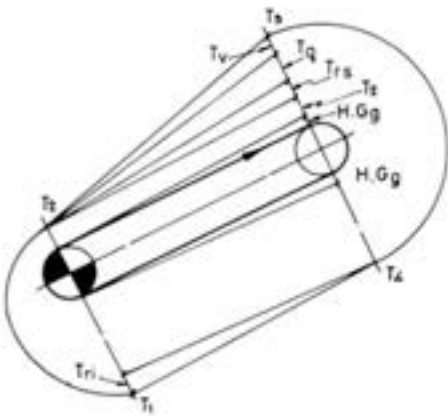
$$T_2 = H \cdot G_g$$

$$T_1 = T_2 + F$$

$$T_3 = T_{ri}$$

$$T_4 = T_3$$

b) TAMBOR MOTRIZ EN COLA



$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right)$$

$$T_2 = T_1 - F = F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

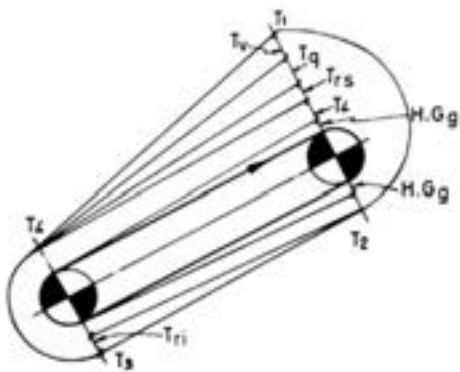
$$T_3 = T_1 - T_{ri} - H \cdot G_g$$

$$T_4 = T_3$$

c) DOBLE ACCIONAMIENTO ($F = F_1 + F_2$)

c-1) con reparto de potencias para mínima tensión:

$$F_2 = \frac{e^{\mu^2\alpha^2} - 1}{e^{\mu^1\alpha^1} e^{\mu^2\alpha^2} - 1} [F + (T_{ri} - H \cdot G_g) e^{\mu^1\alpha^1} - 1]$$



$$T_1 = F_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^1\alpha^1} - 1} \right)$$

$$T_2 = T_1 - F_1 = F_1 \cdot \frac{1}{e^{\mu^1\alpha^1} - 1}$$

$$T_3 = F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2\alpha^2} - 1} \right)$$

$$T_4 = T_3 - F_2 = F_2 \cdot \frac{1}{e^{\mu^2\alpha^2} - 1}$$

Cuando $\alpha_1 = \alpha_2$ y $\mu_1 = \mu_2$, entonces resulta:

$$F_2 = \frac{1}{e^{\mu\alpha} + 1} \cdot F + \frac{\mu\alpha - 1}{e^{\mu\alpha} + 1} (T_{ri} - H \cdot G_g)$$

Las potencias de accionamiento que corresponden en este caso serán:

$$N_{a1} = \frac{F_1 \cdot V}{75} \quad N_{a2} = \frac{F_2 \cdot V}{75}$$

c-2) cuando las potencias de accionamiento ya están determinadas:

si:

$$F_1 \cdot \frac{1}{e^{\mu^1\alpha^1} - 1} < F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2\alpha^2} - 1} \right) - (T_{ri} - H \cdot G_g)$$

entonces:

$$T_3 = F_2 \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2\alpha^2} - 1} \right)$$

$$T_4 = T_3 - F_2$$

$$T_2 = T_3 - T_{ri} + H \cdot G_g$$

$$T_1 = T_2 + F_1$$

por su parte, si:

$$F_1 \cdot \frac{1}{e^{\mu^1\alpha^1} - 1} > F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2\alpha^2} - 1} \right) - (T_{ri} - H \cdot G_g)$$

entonces:

$$T_1 = F_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1} \right)$$

$$T_2 = T_1 - F_1$$

$$T_3 = T_2 + T_{ri} - H \cdot G_g$$

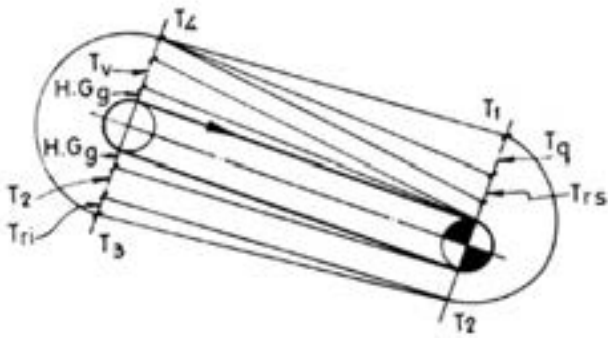
$$T_4 = T_3 - F_2$$

5.2.3.- Transporte descendente CON ACCIONAMIENTO

Se cumple que:

$$F = T_q + T_{rs} + T_{ri} - T_v = C \cdot f \cdot L \cdot \left[\left(\frac{Qt}{3,6 \cdot V} + 2G_g \right) \cdot \cos \delta + G_s + G_i \right] + \frac{Qt \cdot H}{3,6 \cdot V}$$

a) TAMBOR MOTRIZ EN CABEZA



$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} \right)$$

$$T_2 = T_1 - F = F \cdot \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1}$$

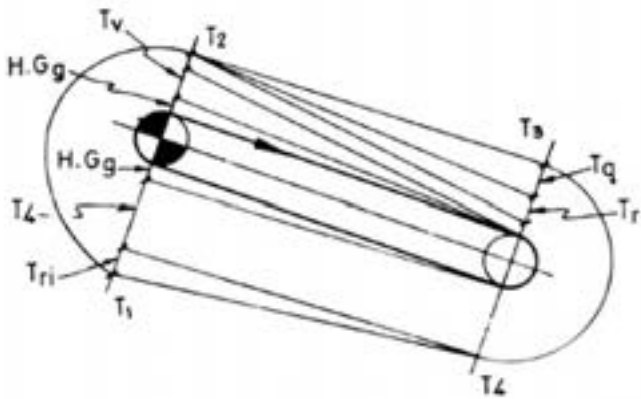
$$T_3 = T_2 + T_{ri} + H \cdot G_g$$

$$T_4 = T_3$$

b) TAMBOR MOTRIZ EN COLA

b-1) caso en el que

$$F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} > T_v + H \cdot G_g$$



$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}\right)$$

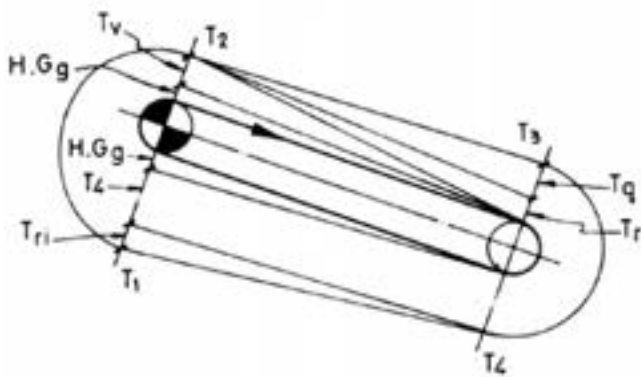
$$T_2 = T_1 - F = F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

$$T_3 = T_1 - T_{ri} - H \cdot G_g$$

$$T_4 = T_3$$

b-2) caso en el que

$$F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} < T_v + H \cdot G_g$$



$$T_2 = T_q + H \cdot G_g$$

$$T_1 = T_2 + F$$

$$T_3 = T_1 - T_{ri} - H \cdot G_g$$

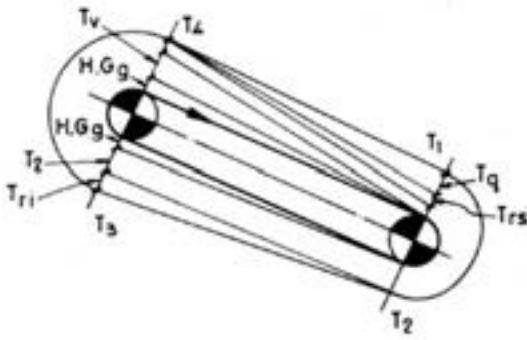
$$T_4 = T_3$$

c) DOBLE ACCIONAMIENTO ($F = F_1 + F_2$). Para el caso que se cumpla que:

$$T_q + H \cdot G_g < F_2 \cdot \frac{1}{e^{\mu^2\alpha^2} - 1}$$

ya que, si no se cumple esta condición, no representa ventaja el doble accionamiento y es preferible utilizar el montaje del tambor motriz en cabeza.

c-1) con reparto de potencias para mínima tensión



$$F_2 = \frac{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1}{e^{\mu^1 \alpha^1} \cdot e^{\mu^2 \alpha^2} - 1} [F + (T_{ri} + H \cdot G_g) \cdot e^{\mu^1 \alpha^1} - 1]$$

$$T_1 = F_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1} \right)$$

$$T_2 = T_1 - F_1 = F_1 \cdot \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1}$$

$$T_3 = F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1} \right)$$

$$T_4 = T_3 - F_2 = F_2 \cdot \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1}$$

Si $\alpha_1 = \alpha_2$ y $\mu_1 = \mu_2$, resulta:

$$F_2 = \frac{1}{e^{\mu \alpha} + 1} \cdot F + \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha} + 1} \cdot (T_{ri} + H \cdot G_g)$$

Las potencias de accionamiento que serán:

$$Na1 = \frac{F_1 \cdot V}{75} \quad Na2 = \frac{F_2 \cdot V}{75}$$

c-2) cuando las potencias de accionamiento ya están determinadas:

si:

$$F_1 \cdot \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1} < F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1} \right) - (T_{ri} - H \cdot G_g)$$

entonces:

$$T_3 = F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1} \right)$$

$$T_4 = T_3 - F_2 = F_2 \cdot \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1}$$

$$T_2 = T_3 - (T_{ri} + H \cdot G_g)$$

$$T_1 = T_2 + F_1$$

si:

$$F_1 = \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1} > F_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^2 \alpha^2} - 1} \right) - (T_{ri} + H \cdot G_g)$$

entonces:

$$T_1 = F_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1} \right)$$

$$T_2 = T_1 - F_1 = F_1 \cdot \frac{1}{e^{\mu^1 \alpha^1} - 1}$$

$$T_3 = T_2 + T_{ri} - H \cdot G_g$$

$$T_4 = T_3 - F_2$$

5.2.3.- Transporte descendente CON FRENADO

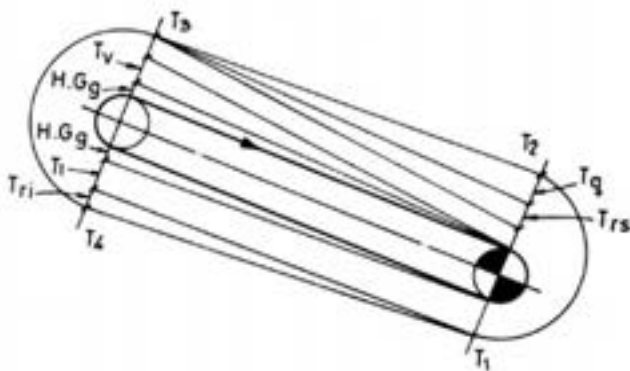
Se cumple que:

$$F = T_q + T_{rs} + T_{ri} - T_v = C \cdot f \cdot L \cdot \left[\left(\frac{Q_t}{3,6 \cdot V} + 2 \cdot G_g \right) \cdot \cos \delta + G_s + G_i \right] + \frac{Q_t \cdot H}{3,6 \cdot V}$$

a) TAMBOR MOTRIZ EN CABEZA

a-1) Caso en el que

$$F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} > T_q + T_{rs}$$



$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right)$$

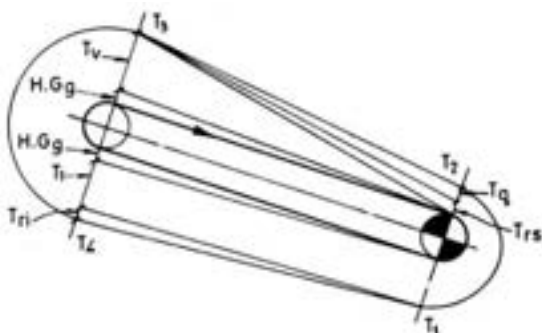
$$T_2 = T_1 - F = F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

$$T_3 = T_1 - T_{ri} - H \cdot G_g$$

$$T_4 = T_3$$

a-2) caso en el que

$$F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} < T_q + T_{rs}$$



$$T_2 = T_q + T_{rs}$$

$$T_1 = T_2 + F$$

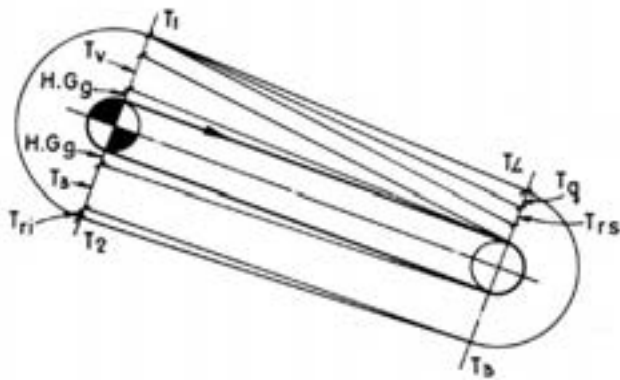
$$T_3 = T_1 + T_{ri} + H \cdot G_g$$

$$T_4 = T_3$$

b) TAMBOR MOTRIZ EN COLA

b-1) caso en el que

$$F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}\right) > T_v + H \cdot G_g$$



$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}\right)$$

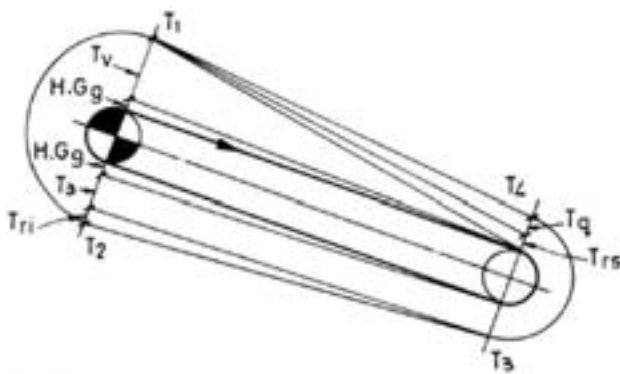
$$T_2 = T_1 - F = F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

$$T_3 = T_2 - T_{ri} - H \cdot G_g$$

$$T_4 = T_3$$

b-2) caso en el que

$$F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}\right) < T_v + H \cdot G_g$$



$$T_2 = T_{ri} + T_s + T_q + H \cdot G_g$$

$$T_1 = T_2 + F$$

$$T_3 = T_2 - T_{ri} - H \cdot G_g$$

$$T_4 = T_3$$

5.3.- Cálculo de la tensión en instalaciones de trazado complejo

Cuando una banda efectúa un recorrido con distintas subidas y bajadas, la determinación de las tensiones en sus distintos tramos puede no ser tan simple como en los casos vistos anteriormente, aunque en esencia, el fundamento de su cálculo sea el mismo. Para más claridad, en todo lo que sigue supondremos que la instalación es de una sola polea motriz.

Si convenimos en designar como positivos aquellos esfuerzos que exigen consumo de potencia al sistema y negativos los que la aportan, la resultante de estos esfuerzos (que será la suma algebraica de todos ellos), nos dará el valor de la fuerza tangencial, - de accionamiento o de freno -, que habrá que aplicar a la polea motriz para conseguir el funcionamiento del sistema. Con el valor de esta fuerza, se determinarán las tensiones a la entrada y salida de la polea y a continuación se pasará a calcular las tensiones en los distintos puntos de los dos ramales de la banda.

En el caso de que en algún ramal apareciese una tensión negativa, y puesto que físicamente esto no tiene sentido ya que supondría que en esa zona la banda quedaría floja y sin posibilidad de equilibrar ese esfuerzo, deberá sumarse al conjunto una tensión adicional tal, que haga desaparecer esta condición.

Resumiremos el procedimiento a seguir y realizaremos un ejemplo a continuación:

1) En primer lugar deberá adaptarse al recorrido real de la banda a tramos de pendiente constante, sobre los que se realizará el cálculo.

2) A continuación se verá el conjunto de fuerzas que intervienen en cada tramo (conviene conocer aproximadamente el orden de magnitud del peso por metro de banda G_g . En caso necesario, deberá efectuarse un cálculo previo para determinarlo). Estas fuerzas son las mismas que hemos visto anteriormente, es decir:

-Tensión de rozamiento de la banda en ramal superior:

$$T_{rs} = C \cdot f \cdot L \cdot (G_g \cdot \cos \delta + G_s)$$

-Tensión de rozamiento de la banda en ramal inferior:

$$T_{ri} = C \cdot f \cdot L \cdot (G_g \cdot \cos \delta + G_i)$$

-Tensión de rozamiento, debida al peso del material:

$$T_q = C \cdot f \cdot L \cdot Q_t \cdot \cos \delta / (3,6 \cdot V)$$

-Tensión debida a la elevación (o descenso) de la carga:

$$T_v = Q_t \cdot H / (3,6 \cdot V)$$

-Tensión debida a la elevación y descenso de la banda:

$$\pm H \cdot G_g$$

A cada una de las fuerzas que intervienen le asignaremos el signo correspondiente, según el convenio antes indicado (nótese que las de rozamiento serán siempre positivas), y a continuación se procederá a su cálculo.

3) Se calcularán las resultantes de cada tramo, tanto en la parte de ida como en la de retorno. La suma algebraica de todas ellas, nos dará la fuerza **F** de accionamiento (o frenado) necesaria en el eje, de la cual puede deducirse la potencia de accionamiento.

4) Una vez conocida **F**, se calcularán las tensiones mínimas necesarias a la entrada y salida de la polea motriz, según las fórmulas ya conocidas:

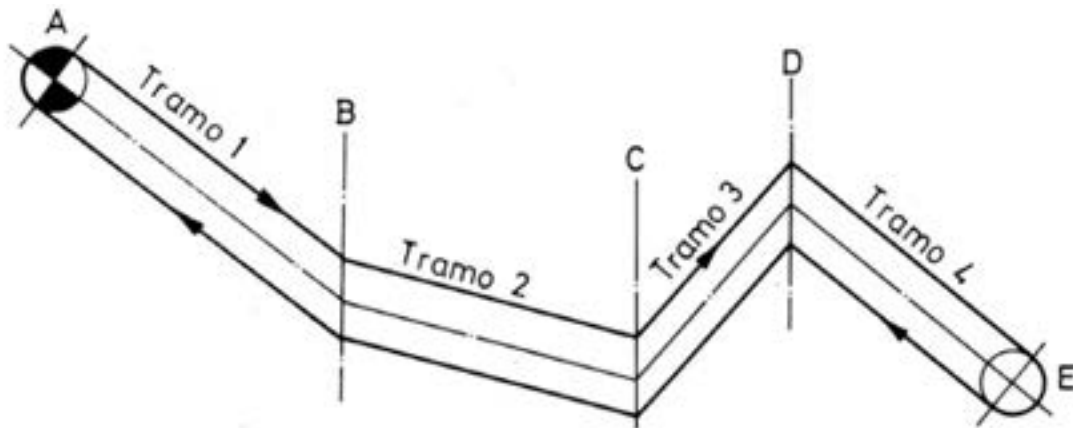
$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right)$$

$$T_2 = T_1 - F = F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

- 5) Partiendo de la salida de la polea motriz y siguiendo el movimiento de la banda, se irán sumando (o restando) las resultantes de cada tramo obtenidas en 3), con lo que se tendrán las tensiones en los distintos tramos.
- 6) Si alguna de las tensiones obtenidas anteriormente resulta negativa, se sumará al conjunto el valor absoluto de la más negativa, con lo cual se obtendrán las tensiones reales de trabajo de la banda.
- 7) El valor de la mayor tensión resultante, servirá para dimensionar la banda.

5.3.1.- Ejemplo numérico

Sea la banda representada en la figura:



DATOS:

- tambor motriz en cola; $\delta = 210^\circ$; $\mu = 0,30$
- cantidad a transportar: $Q_t = 1.000 \text{ Tm/h}$
- ancho de la banda: 1.000 mm, en artesa
- velocidad de transporte: 3 m/seg
- distancia entre rodillos ramal superior: 1 m
- distancia entre rodillos ramal inferior: 3 m
- diámetro de los rodillos: 133 mm

| DISTANCIAS DE TRANSPORTE | | |
|--------------------------|-------|-------|
| | L (m) | H (m) |
| TRAMO 1 | 1.900 | -100 |
| TRAMO 2 | 930 | -25 |
| TRAMO 3 | 500 | 60 |
| TRAMO 4 | 2.200 | -130 |
| TOTALES | 5.530 | -195 |

CÁLCULO DE VALORES:

$G_g = 38$ Kp/m (suponiendo banda ST 3.150, recubrimientos 6 + 4 mm. Ver 4.7)

$G_s = 20,6$ Kp/m (tabla 11)

$G_i = 16,6 / 3 = 5,5$ Kp/m (tabla 11)

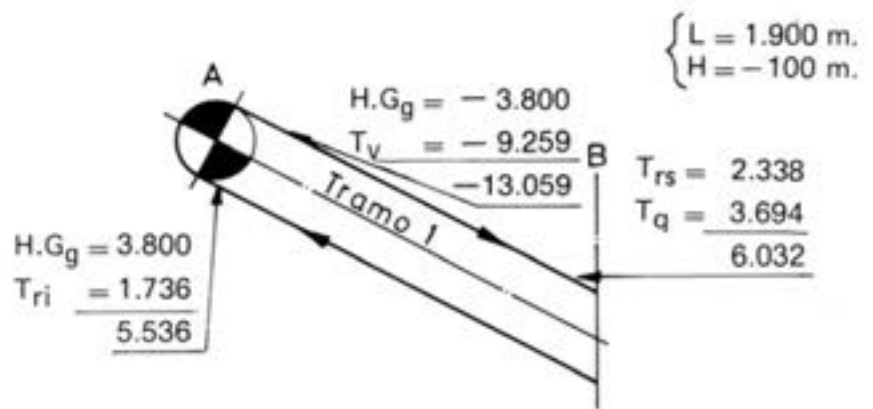
$C = 1,05$ en todos los tramos (tabla 9)

$f = 0,020$ (tabla 10)

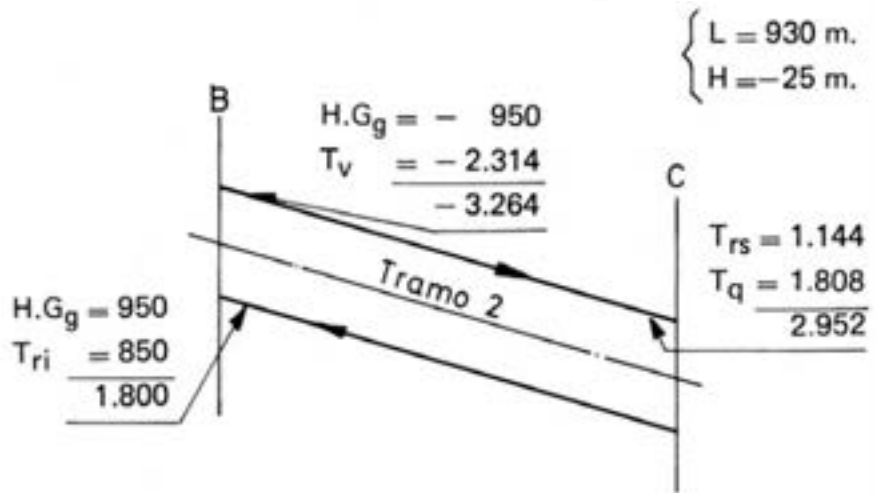
Tomaremos $\cos \delta = 1$ en todos los tramos

A) CÁLCULO DE ESFUERZOS

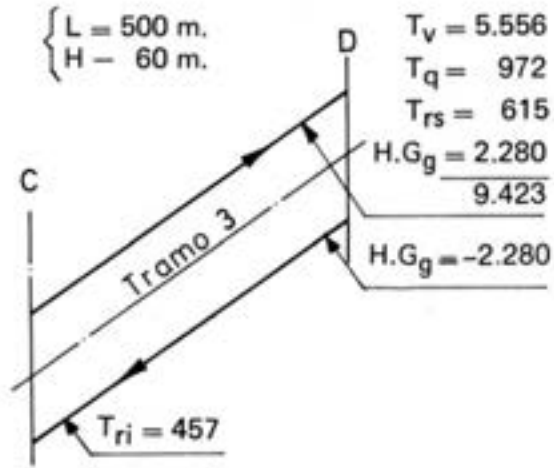
TRAMO 1



TRAMO 2

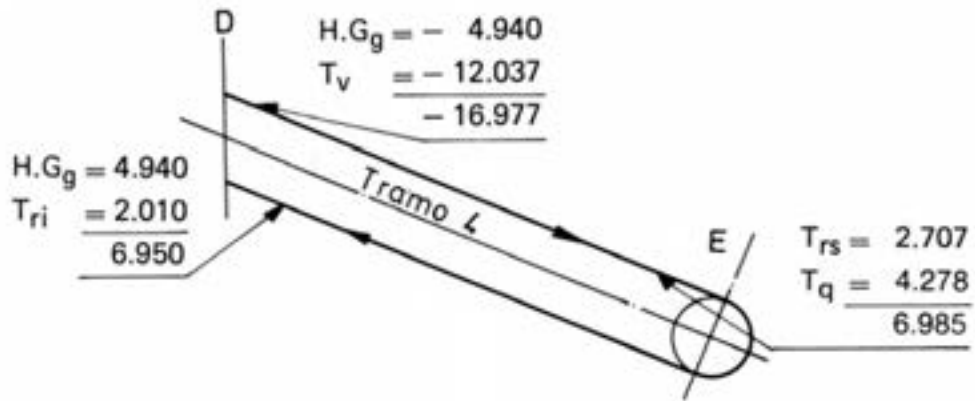


TRAMO 3

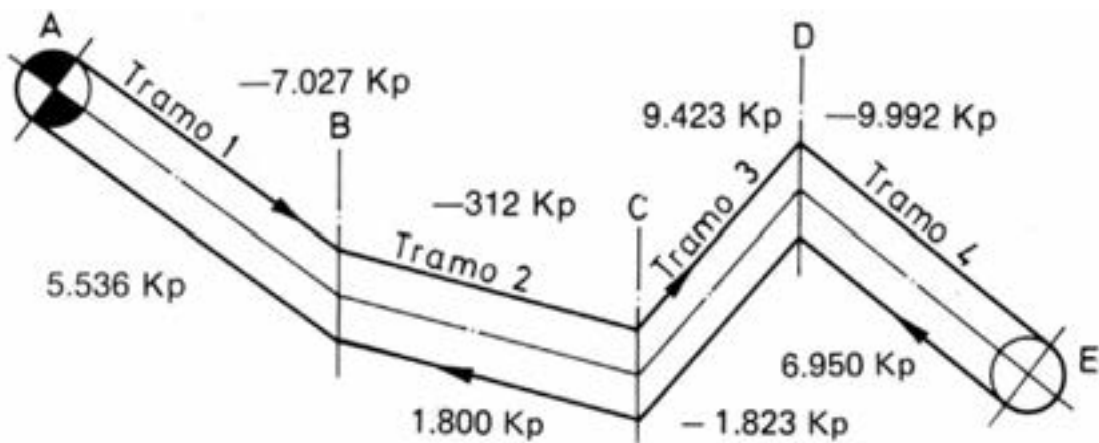


$\begin{cases} L = 2.200 \text{ m.} \\ H = -130 \text{ m.} \end{cases}$

TRAMO 4



B) RESULTANTES DE LOS ESFUERZOS EN CADA TRAMO



C) VALORES DE F, N_a, T₁ y T₂

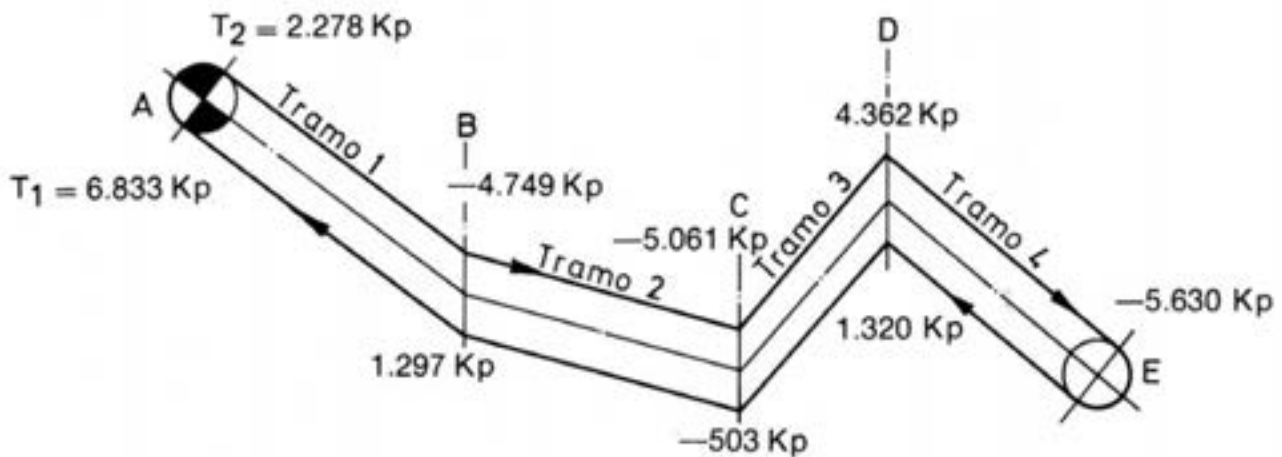
$$F = -7.027 - 312 + 9.423 - 9.992 + 6.950 - 1.823 + 1.800 + 5.536 = 4.555 \text{ Kp}$$

$$N_a = F \cdot V / 75 = 182 \text{ cv}$$

$$T_1 = 4.555 \cdot [1 + (1 / 2)] = 6.833 \text{ Kp} \quad (\text{valor de } e^{\mu\alpha} = 3, \text{ Ver tabla 19})$$

$$T_2 = T_1 - F = 2.278 \text{ Kp}$$

D) TENSIONES EN LOS TRAMOS



E) ANÁLISIS DEL RESULTADO

Aparece una tensión negativa de 5.630 Kp en B, por tanto deberemos sumar 5.630 Kp a todas las tensiones que aparecen en el diagrama. La tensión máxima seguirá siendo T1, que ahora quedará:

$$T_1 = 6.833 + 5.630 = 12.463 \text{ Kp}$$

5.4.- Tensión y tiempo de arranque

Hasta ahora hemos visto las tensiones originadas por las condiciones máximas de trabajo para las que se pretende hacer funcionar la instalación. Sin embargo debe tenerse en cuenta el que en el momento de arranque y frenado, se originan sobretensiones debidas a la inercia del sistema, tensiones que el conjunto motriz debe ser capaz de transmitir y la banda de soportar. Por esta razón, si la tensión de salida en la polea motriz no es suficiente para cubrir esta circunstancia y se producen deslizamientos en el arranque, habrá que añadir a toda la banda un nuevo incremento de tensión para conseguirlo. (tensión que permanecerá, si el tensor es de tipo fijo)

El incremento de tensión en la banda debido al arranque, no deberá sobrepasar el 35% del valor de la tensión máxima en trabajo a plena carga, por lo que el tiempo de arranque deberá ser el adecuado para respetar este límite; es decir, deberá cumplirse que:

$$a \leq \frac{3,4 \cdot T_{\text{máx}}}{L \cdot [2 \cdot G_g + G_s + G_i + Q_t / (3,6 \cdot V)]}$$

$$t \geq \frac{V \cdot L \cdot [2 \cdot G_g + G_s + G_i + Q_t / (3,6 \cdot V)]}{3,4 \cdot T_{\text{máx}}}$$

siendo:

a = aceleración (m/seg²)

$T_{\text{máx}}$ = tensión máxima en trabajo a plena carga (Kp)

G_g = peso por metro de banda (Kp/m)

G_s = peso por metro de las partes giratorias en los rodillos inferiores (Kp/m)

G_i = peso por metro de las partes giratorias en los rodillos superiores (Kp/m)

Q_t = capacidad real de transporte (Tm/h)

t = tiempo de arranque (seg)

V = velocidad (m/seg)

5.5.- Resistencias adicionales

En determinados casos, por su importancia, puede ser de interés evaluar las resistencias originadas por distintos elementos de la instalación, de los que veremos algunos a continuación, y tener en cuenta los incrementos de tensión y/o potencia que provocan.

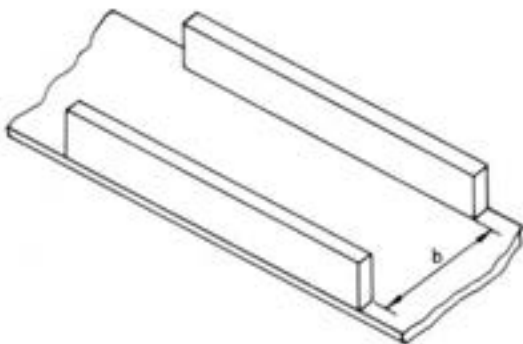
5.5.1.- Por elementos limpiadores

El uso de rascadores añade una resistencia que suele considerarse del orden de **25 Kp por cada metro de ancho** de la zona de rozamiento entre banda y rascador.

5.5.2.- Por guías laterales

El valor de la resistencia en Kp/m (referido a la longitud de la guía), viene dado por la siguiente fórmula:

$$F_1 = F \cdot \left(1 + \frac{Q}{1.000 \cdot \gamma}\right) \cdot \left[\frac{Q_t}{3,6 \cdot V \cdot b}\right]^2$$



siendo:

F_1 = esfuerzo debido a guías laterales
(Kp/m de longitud de guía)

Q = coeficiente de rozamiento entre material y guías
(= 0,4 ÷ 0,7)

γ = peso específico aparente del material (Tm/m³)

Q_t = capacidad de transporte real (Tm/h)

V = velocidad de la banda (m/seg)

b = ancho entre guías (m)

5.5.3.- Por aceleración de la carga

Suponiendo que la velocidad del material en el sentido del movimiento de la banda en el momento de la carga es nula, tendremos:

a) Resistencia debida a la inercia del material Viene dada por:

$$F_i = 0,0283 \cdot Q_t \cdot V$$

siendo:

F_i = resistencia por inercia del material (Kp)

Q_t = capacidad de transporte real (Tm/h)

V = velocidad (m/seg)

b) Resistencia debida al roce de las guías

Normalmente el material va guiado en la zona de carga y aceleración. El valor de la resistencia que provocan las guías, suponiendo que su longitud es la necesaria para que el material pueda adquirir la velocidad de régimen, viene dada por la siguiente fórmula:

$$F_{ic} = \frac{Q_t^2}{254.275 \cdot \gamma \cdot b^2}$$

siendo:

F_{ic} = resistencia por roce en guías laterales de carga (Kp)

Q = coeficiente de rozamiento entre material y guías (= 0,4 ÷ 0,7)

Q_t = capacidad de transporte real (Tm/h)

γ = peso específico aparente del material (Tm/m³)

b = ancho entre guías (m)

5.5.4.- Por descarga lateral

Cuando se utilizan desviadores para la descarga lateral, puede considerarse una resistencia del orden de **20 Kp** por este concepto.

5.6.- Caso del uso de una banda como elevador de cangilones

Cuando una banda se utiliza como elevador de cangilones, distinguiremos entre que éstos sean llenados por medio de una tolva, o que se introduzcan en el interior del material. En ambos casos supondremos que el esfuerzo adicional es equivalente a un aumento ficticio en la altura de transporte, con lo que tendrán la misma solución práctica.

Lo normal es disponer el tambor motriz en la parte superior y el tensor -en caso que sea necesario-en la inferior.

La capacidad de transporte vendrá dada por:

$$Q_t = \frac{3,6 \cdot q \cdot \gamma \cdot V}{d}$$

siendo:

Q_t = capacidad real de transporte (Tm/h)

q = volumen efectivo del cangilón (litros)

V = velocidad de transporte (m/seg)

γ = peso específico aparente del material (Tm/m³)

d = distancia entre cangilones (m)

La fuerza de accionamiento viene dada por:

$$F = \frac{Q_t \cdot (H+H_o)}{3,6 \cdot V} \quad \text{o bien} \quad F = \frac{q \cdot \gamma \cdot (H + H_o)}{d}$$

siendo:

F = fuerza de accionamiento (Kp)

Q_t = capacidad de transporte real (Tm/h)

V = velocidad (m/seg)

H = altura de elevación (m)

H_o = altura ficticia añadida por sistema de carga (tabla 21)

q = volumen efectivo del cangilón (litros)

γ = peso específico aparente del material (Tm/m³)

d = distancia entre cangilones (m)

Del valor de F se deducen la potencia de accionamiento y las tensiones mínimas sobre la polea motriz:

$$N_a = F \cdot V / 75 \quad (\text{cv})$$

siendo:

N_a = potencia de accionamiento (cv)

V = velocidad (m/seg)

F = fuerza de accionamiento (Kp)

$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right)$$

$$T_2 = F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

siendo:

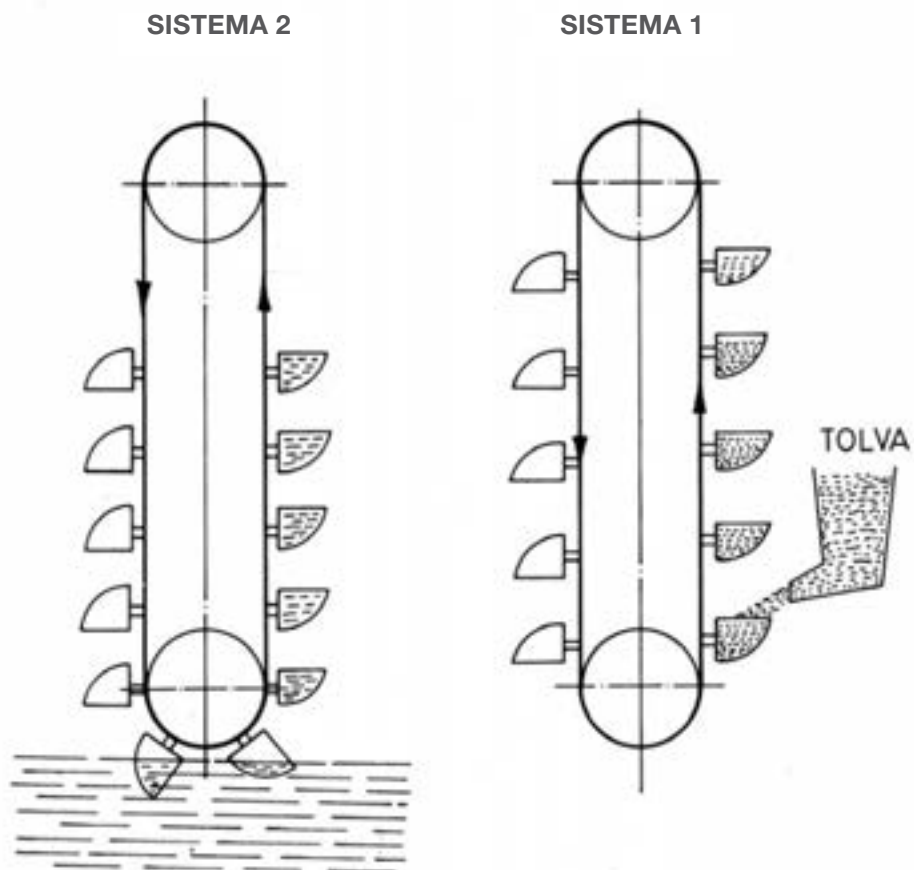
T_1 y T_2 = tensiones de entrada y salida en polea motriz (Kp)

F = fuerza de accionamiento (Kp)

μ = coeficiente de rozamiento entre banda y tambor (tabla 17)

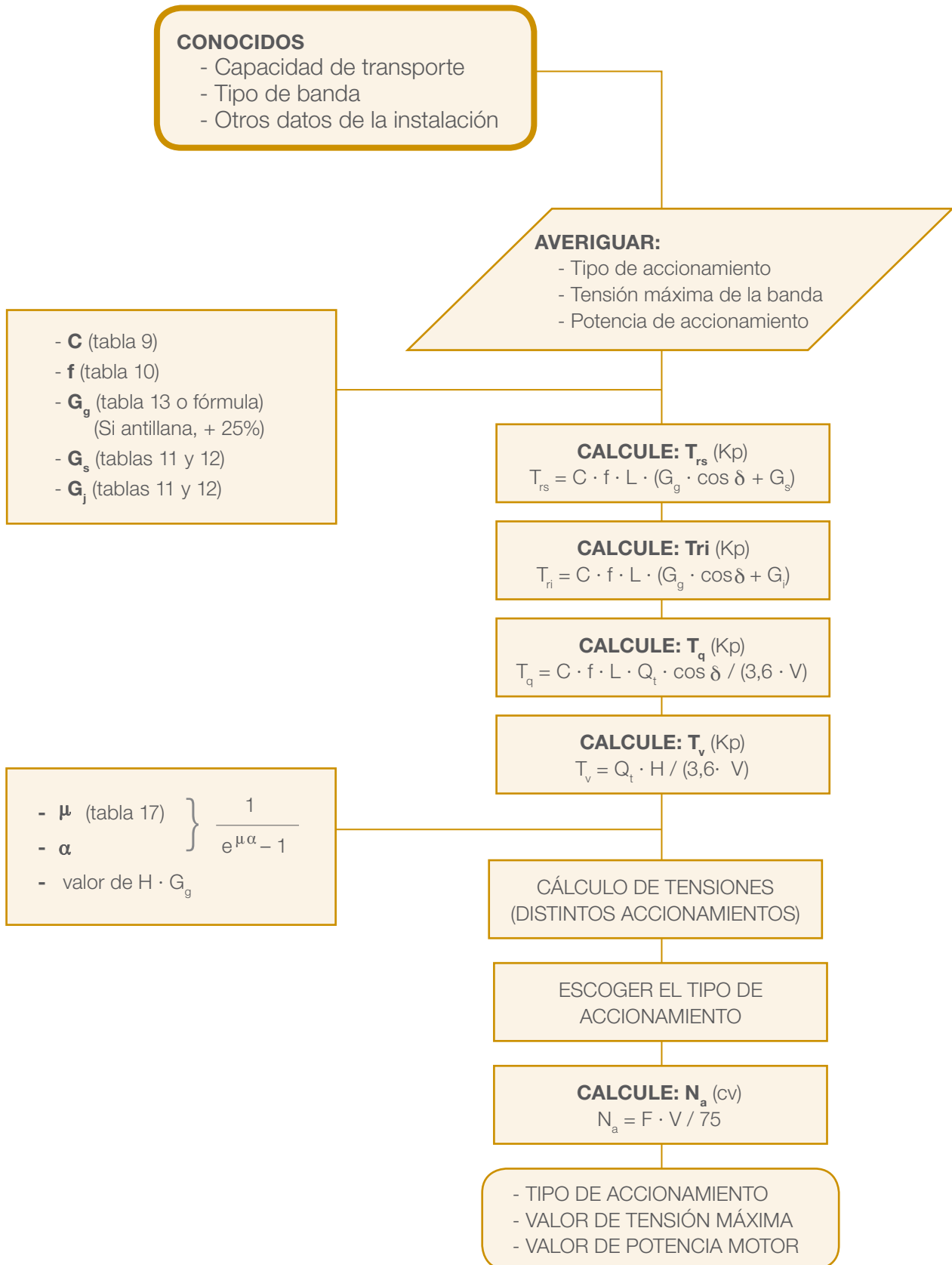
α = ángulo abrazado en radianes (normalmente 180°)

| TABLA 21.- VALORES DE LA ALTURA FICTICIA H_0 | | |
|--|--------------------|----------------|
| SISTEMA DE CARGA | TAMAÑO DE MATERIAL | VALOR DE H (m) |
| 1 | - | 3,8 |
| | pequeño | 7,6 |
| 2 | mediano | 11,4 |
| | grande | 15,3 |



5.7.- Ejemplos de cálculo de tensiones

5.7.1.- Cuadro resumen de procedimiento



5.7.2.- Ejemplo numérico

Sea el caso siguiente:

- Banda de 800 mm de ancho, en artesa 20°
- Capacidad de transporte: 400 Tm/h
- Velocidad: 2 m/seg
- Longitud de transporte: 320 m
- Elevación del transporte: 20 m
- Tambor motriz recubierto, trabaja en húmedo $\alpha = 180^\circ$
- Rendimiento sistema motriz = 0,8

-tomaremos $\cos \delta = 1$

- $C = 1,2$ (tabla 9)

- $f = 0,02$ (tabla 10)

- $G_g = 8,5$ Kp/m (tabla 13)

- $G_s = 13/1 = 13$ Kp/m (tabla 11 para $F = 108$ tabla 12 para separación de 1 m)

- $G_i = 13/3 = 4,3$ Kp/m (tabla 11 para $F = 108$ tabla 12 para separación de 3 m)

- $\mu = 0,30$ (tabla 17)

$$\left. \begin{array}{l} - \mu = 0,30 \text{ (tabla 17)} \\ - \alpha = 180^\circ \end{array} \right\} \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} = 0,63 \text{ (tabla 18)}$$

- valor de $H \cdot G_g = 20 \cdot 8,5 = 170$ Kp

$$T_{rs} = C \cdot f \cdot L \cdot (G_g \cdot \cos \delta + G_s) = 1,2 \cdot 0,02 \cdot 320 \cdot (8,5 + 13) = 165 \text{ Kp}$$

$$T_{ri} = C \cdot f \cdot L \cdot (G_g \cdot \cos \delta + G_i) = 1,2 \cdot 0,02 \cdot 320 (8,5 + 4,3) = 98 \text{ Kp}$$

$$T_q = C \cdot f \cdot L \cdot Q_t \cdot \cos \delta / (3,6 \cdot V) = 1,2 \cdot 0,02 \cdot 320 \cdot 400 / (3,6 \cdot 2) = 427 \text{ Kp}$$

$$T_v = Q_t \cdot H / (3,6 \cdot V) = 400 \cdot 20 / (3,6 \cdot 2) = 1.111 \text{ Kp}$$

$$F = T_q + T_{rs} + T_{ri} + T_v = 1.801 \text{ Kp}$$

A) TAMBOR MOTRIZ EN CABEZA

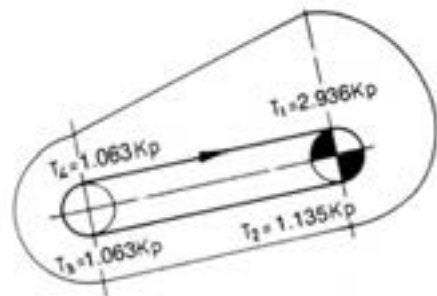
$$F \cdot \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} = 1.801 \cdot 0,63 = 1.135 \text{ Kp} > H \cdot G_g$$

$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} \right) = 1.801 \cdot 1,63 = 2.936 \text{ Kp}$$

$$T_2 = T_1 - F = 2.936 - 1.801 = 1.135 \text{ Kp}$$

$$T_3 = T_2 + T_{ri} - H \cdot G_g = 1.135 - 98 - 170 = 1.063 \text{ Kp}$$

$$T_4 = T_3 = 1.063 \text{ Kp}$$



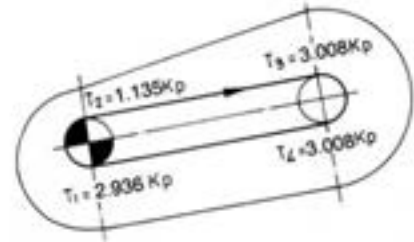
B) TAMBOR MOTRIZ EN COLA

$$T_1 = F \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) = 1.801 \cdot 1,63 = 2.936 \text{ Kp}$$

$$T_2 = T_1 - F = 2.936 - 1.801 = 1.135 \text{ Kp}$$

$$T_3 = T_1 - T_{ri} + H \cdot G_g = 2.936 - 98 + 170 = 3.008 \text{ Kp}$$

$$T_4 = T_3 = 3.008 \text{ Kp}$$



C) DOBLE ACCIONAMIENTO

Suponemos la misma potencia de accionamiento en ambos tambores e iguales condiciones.

$$(\mu_1 = \mu_2; \alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ)$$

$$F_o = F/2 = 1.801/2 = 901 \text{ Kp}$$

$$F_o \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) = 901 \cdot 0,63 = 568 \text{ Kp}$$

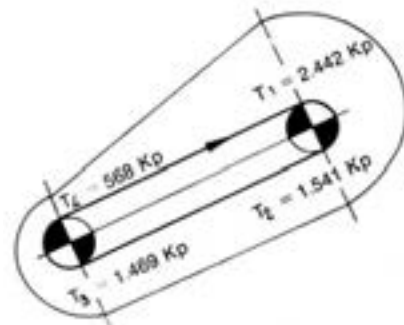
$$F_o \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + 1 \right) - (T_{ri} - H \cdot G_g) = 5.699 \text{ Kp}$$

$$T_3 = F_o \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) = 901 \cdot 1,63 = 1.469 \text{ Kp}$$

$$T_4 = T_3 - F_o = 1.469 - 901 = 568 \text{ Kp}$$

$$T_2 = T_3 - T_{ri} + H \cdot G_g = 1.469 - 98 + 170 = 1.541 \text{ Kp}$$

$$T_1 = T_2 + F_o = 1.541 + 901 = 2.442 \text{ Kp}$$



Por lo tanto, las tensiones máximas serán:

A) ACCIONAMIENTO EN CABEZA: $T_1 = 2.936 \text{ Kp}$

B) ACCIONAMIENTO EN COLA: $T_3 = 3.008 \text{ Kp} = T_4$

C) DOBLE ACCIONAMIENTO: $T_1 = 2.442 \text{ Kp}$

Si es posible, escogeríamos el doble accionamiento. En este caso, las potencias de accionamiento serían

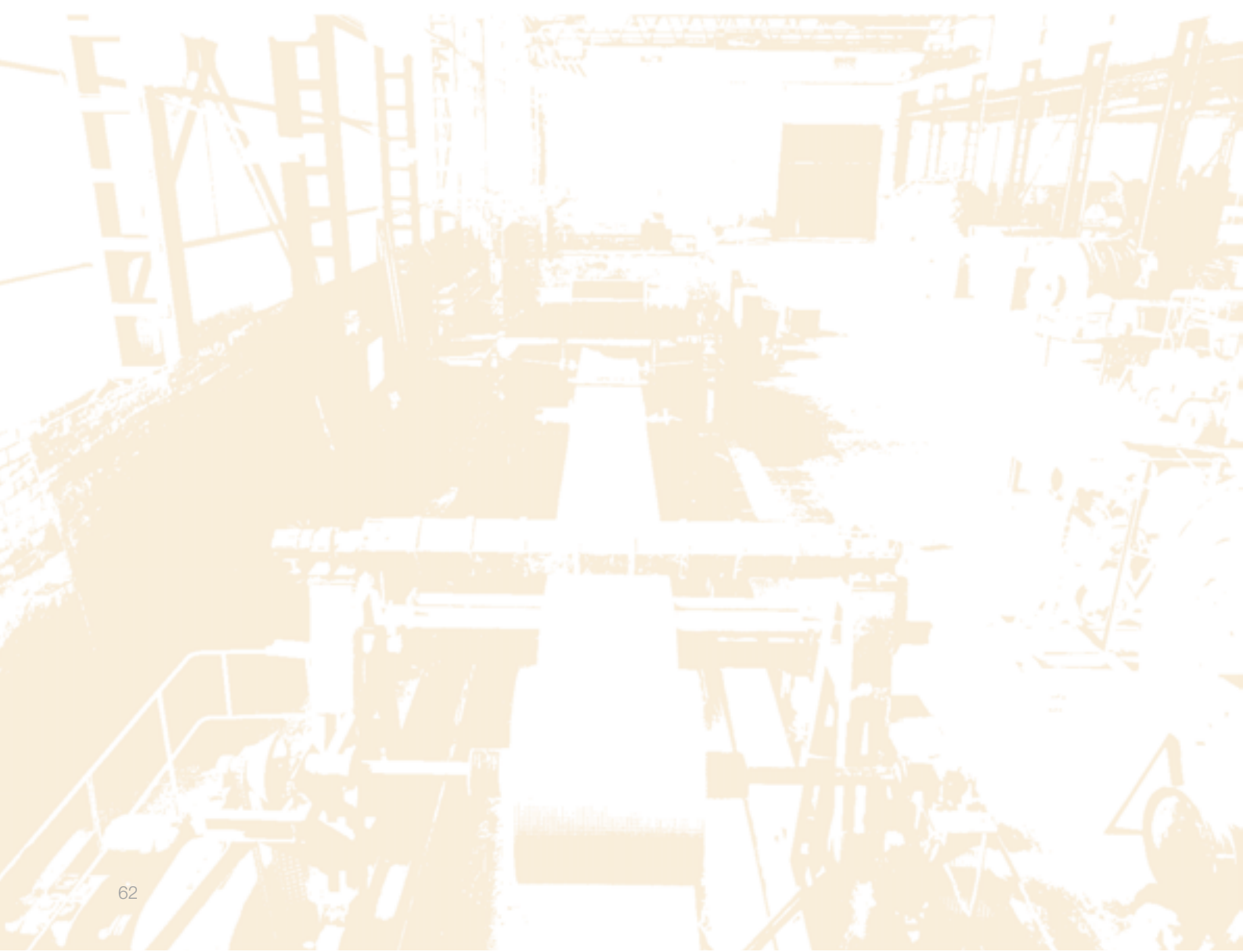
$$N_{a1} = N_{a2} = \frac{F_o \cdot V}{75} = \frac{901 \cdot 2}{75} = 24 \text{ cv}$$

Y las de cada motor:

$$N_{m1} = N_{m2} = \frac{24}{0,8} = 30 \text{ cv}$$

En los otros dos casos, sería el doble.

Nota: Una vez realizado este cálculo se procederá a determinar las características de la banda, según se explica en el apartado 6. Conviene comprobar que el peso real de la banda que resulte, no introduzca variaciones importantes con respecto al. supuesto en este cálculo. De lo contrario, convendrá volver a realizarlo.





6 · Determinación de las características de la banda

Una vez conocida la tensión máxima que habrá de soportar la banda en servicio, podrá pasarse a determinar las de la carcasa que habrá de reforzarla. Asimismo, veremos ahora como determinar el espesor de los recubrimientos y el diámetro de los tambores.

6.1.- Factor de seguridad

El factor de seguridad que debe aplicarse en el cálculo de bandas es normalmente elevado, ya que ha de tener en cuenta una serie de esfuerzos adicionales tales como el de flexión de los tambores, las irregularidades en el reparto de la tensión total sobre la carcasa, las variaciones de tensión producidas por anomalías en la carga y debe prever además las sobretensiones de arranque, pérdida de resistencia en empalmes, choques del material, envejecimiento en general de la banda, etc.

La norma DIN 22101, recomienda para bandas de alma textil los siguientes coeficientes de seguridad:

| TABLA 22: COEFICIENTE DE SEGURIDAD EN BANDAS TEXTILES (s/DIN 22101) | | | |
|--|-----------|-----------|------------|
| NÚMERO DE CAPAS TEXTILES: Z | de 3 a 5 | de 6 a 9 | de 10 a 14 |
| COEFICIENTE DE SEGURIDAD: S | 11 | 12 | 13 |

Normalmente, dado que el número de capas textiles no suele pasar de 5, se toma en general un coeficiente de seguridad de 11 ÷ 12. Estos valores pueden disminuirse algo si el tiempo total que tarda la banda en efectuar su recorrido completo es elevado. Puede decirse que si este tiempo es superior a 5 minutos, el coeficiente de seguridad puede disminuirse hasta en dos unidades.

Para las bandas de alma metálica, este coeficiente es algo más bajo. Sus valores se dan en la tabla 23.

| TABLA 23: COEFICIENTES DE SEGURIDAD PARA BANDAS METÁLICAS | | | |
|--|------------------|------------------|------------------|
| RESISTENCIA A ROTURA (Kp/cm) | de 1.000 a 1.600 | de 2.000 a 3.150 | de 4.000 a 6.300 |
| COEFICIENTE DE SEGURIDAD: S | 8 | 9 | 10 |

Análogamente a lo que ocurría con las de alma textil, estos valores pueden disminuirse en una unidad, si el tiempo del recorrido total de la banda es superior a 10 minutos.

6.2.- Características de la carcasa

Las características de la carcasa se determinarán de acuerdo con el valor de la tensión máxima en servicio y del coeficiente de seguridad que corresponda.

6.2.1.- Bandas de alma textil

El número de capas textiles se determinará por la siguiente relación:

$$Z = \frac{S \cdot T_m}{100 \cdot B \cdot R_1}$$

Siendo:

Z = número de capas textiles

S = coeficiente de seguridad

T_m = tensión máxima de la banda en servicio (Kp)

B = ancho de la banda (m)

R_i = resistencia nominal de rotura de cada capa textil (Kp/cm)

Los valores usuales de la resistencia nominal de rotura de cada capa textil R_i en la gama EP (poliéster-nylon), son los siguientes:

| Gama EP [Poliéster – Nylon] | | | | | | | | |
|-----------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 | 630 |

La denominación del refuerzo de la banda indica su resistencia total y el número de capas textiles. Así una banda **EP500/4**, indica que tiene una carcasa textil de tipo **EP** (poliéster-nylon), con **500 Kp/cm** de resistencia total a la rotura, formada por **4 capas**. También se usa la denominación que expresa el número de capas, la calidad del textil y la resistencia de cada capa; así, la banda anterior se denominaría: **4EP-125**, lo que indica que se trata de una banda con **4 lonas** de poliéster-nylon, de **125 Kp/cm** de resistencia a rotura cada una.

6.2.2.- Bandas de alma metálica

La resistencia nominal de la banda vendrá dada por:

$$R_n = \frac{S \cdot T_m}{100 \cdot B}$$

Siendo:

R_n = resistencia nominal de la banda (Kp/cm) (rotura)

S = coeficiente de seguridad

T_m = tensión máxima de la banda en servicio (Kp)

B = ancho de la banda (m)

Valores usuales de la resistencia nominal **R_n**:

| R _n = (Kp/cm) de resistencia a rotura de la banda | | | | | | | | |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1.000 | 1.250 | 1.600 | 2.000 | 2.500 | 3.150 | 4.000 | 5.000 | 6.300 |

La denominación de la banda de alma metálica indica esta característica, precedida de las iniciales **ST** (Steel). Así, la denominación **ST -3.150**, indica que se trata de una banda de alma metálica con una resistencia a la rotura de 3.150 Kp/cm.

6.3.- Espesor de los recubrimientos

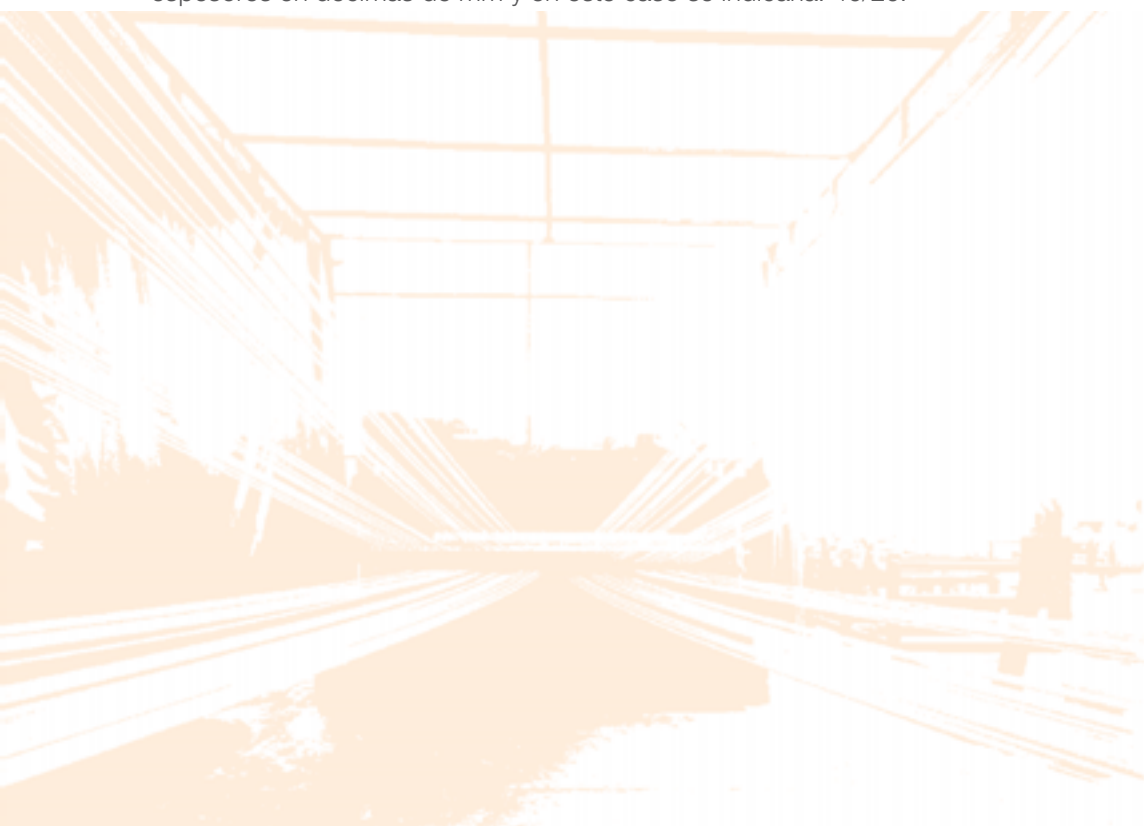
Existen varios factores que influyen sobre el espesor de recubrimiento más conveniente para un determinado tipo de banda; los más importantes son: el **tipo de material**, **tamaño de los trozos** y la **frecuencia de impactos en la zona de carga**.

A título indicativo, se dan en las tablas 24 y 25 los valores recomendables en función del material, su tamaño y el tiempo que invierte la banda en recorrer el ciclo completo de la instalación.

6.3.1.- Bandas de alma textil

| TABLA 24: ESPESOR INDICATIVO DE RECUBRIMIENTOS EN BANDAS TEXTILES | | | | | |
|---|----------------------|--------------------------------|--------------|------------|----------|
| TIPO DE MATERIAL | TAMAÑO DE LOS TROZOS | TIEMPO DE RECORRIDO EN MINUTOS | | | |
| | | Menos de 0,2 | De 0,2 a 0,4 | De 0,4 a 1 | Más de 1 |
| POCO ABRASIVO | Menos de 15 mm | 2/1 | 2/1 | 2/1 | 2/1 |
| | De 15 a 50 mm | 3/1 | 2,5/1 | 2,5/1 | 2,5/1 |
| | De 50 a 150mm | 4,5/2 | 4/2 | 3,5/2 | 3/1,5 |
| | Más de 150 mm | 6/2 | 5/2 | 4/2 | 4/2 |
| ABRASIVO | Menos de 15 mm | 3/1,5 | 3/1,5 | 3/1,5 | 3/1,5 |
| | De 15 a 50 mm | 4,5/2 | 4,5/2 | 4/2 | 4/2 |
| | De 50 a 150mm | 6/2 | 5/2 | 4/2 | 4/2 |
| | Más de 150 mm | 8/3 | 6/2 | 5/2 | 5/2 |
| MUY ABRASIVO | Menos de 15 mm | 5/2 | 4/2 | 4/2 | 4/2 |
| | De 15 a 50 mm | 6/3 | 5/2 | 4/2 | 4/2 |
| | De 50 a 150mm | 8/3 | 6/3 | 6/3 | 5/2 |
| | Más de 150 mm | 9,5/3 | 9/3 | 8/3 | 7/3 |

Nota: Se dan los valores del espesor del recubrimiento superior/espesor del recubrimiento inferior, en mm. Así, 4/2 significa 4 mm de recubrimiento superior y 2 mm del inferior. También se suele utilizar la medida de los espesores en décimas de mm y en este caso se indicaría: 40/20.



6.3.2.- Bandas de alma metálica

| TABLA 25: ESPESOR INDICATIVO DE RECUBRIMIENTOS EN BANDAS TEXTILES | | | | | |
|---|----------------------|--------------------------------|-----------|-----------|--------------------------------|
| TIPO DE MATERIAL | TAMAÑO DE LOS TROZOS | TIEMPO DE RECORRIDO EN MINUTOS | | | $\frac{2 \cdot L}{60 \cdot V}$ |
| | | Menos de 1 | De 1 a 10 | Más de 10 | |
| POCO ABRASIVO | Menos de 50 mm | 5/4 | 5/4 | 5/4 | |
| | De 50 a 150mm | 5,5/4 | 5,5/4 | 5,5/4 | |
| | Más de 150 mm | 6/4 | 6/4 | 6/4 | |
| ABRASIVO | Menos de 50 mm | 5,5/4 | 5,5/4 | 5,5/4 | |
| | De 50 a 150mm | 6/4 | 6/4 | 6/4 | |
| | Más de 150 mm | 6,5/5 | 6/4 | 6/4 | |
| MUY ABRASIVO | Menos de 50 mm | 6/4 | 6/4 | 6/4 | |
| | De 50 a 150mm | 6,5/5 | 6/4 | 6/4 | |
| | Más de 150 mm | 9/6 | 8/5 | 6,5/4 | |

Nota: Se dan los valores del espesor del recubrimiento superior/espesor del recubrimiento inferior, en mm. Así 6/4 significa 6 mm de recubrimiento superior y 4 mm del inferior.

En materiales altamente abrasivos puede llegarse a recubrimientos de hasta 12/4 para las bandas de alma textil y de 16/8 para las metálicas.

Ejemplos de materiales:

POCO ABRASIVOS: carbón en polvo, arena de arcilla, pulpa, viruta, etc.

ABRASIVOS: arena, sal, antracita, etc.

MUY ABRASIVOS: escorias, feldespatos, caliza, etc.

6.4.- Dimensiones de los embalajes

El diámetro ocupado por una banda enrollada, viene dado por la fórmula:

$$D = \sqrt{d^2 + 1,27 \cdot E \cdot L}$$

siendo:

D = diámetro exterior de la bobina (m)

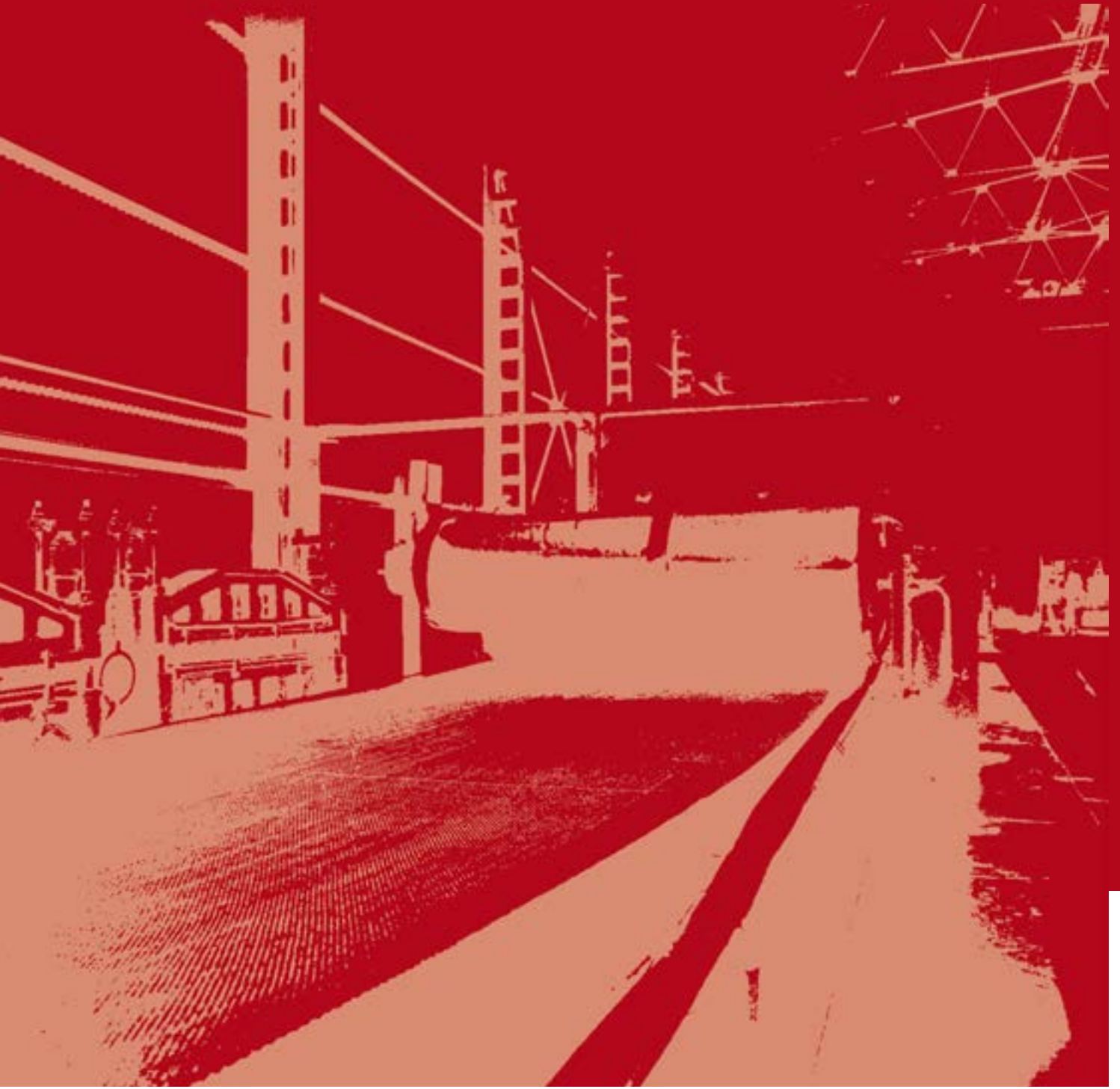
d = diámetro del núcleo (m)

E = espesor total de la banda (metros)

L = longitud de la banda (m)

TABLA 26: DIÁMETRO DE BOBINAS (METROS) PARA NÚCLEO DE 400 mm. diámetro

| LONGITUD (m) | ESPESOR TOTAL DE LA BANDA (mm) | | | | | | | | | | | |
|-----------------|--------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 30 |
| 20 | 0,60 | 0,64 | 0,69 | 0,71 | 0,76 | 0,79 | 0,81 | 0,84 | 0,88 | 0,90 | 0,93 | 0,97 |
| 40 | 0,76 | 0,81 | 0,88 | 0,93 | 0,99 | 1,03 | 1,09 | 1,13 | 1,18 | 1,21 | 1,26 | 1,30 |
| 60 | 0,88 | 0,97 | 1,03 | 1,10 | 1,18 | 1,23 | 1,30 | 1,36 | 1,41 | 1,47 | 1,51 | 1,57 |
| 1,80 | 80 | 0,99 | 1,09 | 1,18 | 1,26 | 1,33 | 1,41 | 1,49 | 1,54 | 1,61 | 1,68 | 1,73 |
| 100 | 1,09 | 1,20 | 1,30 | 1,40 | 1,49 | 1,57 | 1,64 | 1,71 | 1,80 | 1,87 | 1,92 | 2,00 |
| 120 | 1,18 | 1,30 | 1,41 | 1,51 | 1,61 | 1,70 | 1,80 | 1,88 | 1,96 | 2,03 | 2,10 | 2,18 |
| 140 | 1,26 | 1,40 | 1,51 | 1,62 | 1,73 | 1,83 | 1,92 | 2,01 | 2,10 | 2,19 | 2,27 | 2,34 |
| 160 | 1,33 | 1,49 | 1,61 | 1,73 | 1,84 | 1,96 | 2,06 | 2,16 | 2,24 | 2,33 | 2,41 | 2,50 |
| 180 | 1,41 | 1,57 | 1,70 | 1,83 | 1,93 | 2,07 | 2,18 | 2,28 | 2,38 | 2,48 | 2,57 | 2,64 |
| 200 | 1,49 | 1,64 | 1,80 | 1,92 | 2,06 | 2,18 | 2,29 | 2,40 | 2,50 | 2,60 | 2,70 | 2,79 |
| 220 | 1,54 | 1,71 | 1,88 | 2,01 | 2,16 | 2,28 | 2,40 | 2,51 | 2,62 | 2,72 | 2,82 | 2,92 |
| 240 | 1,61 | 1,80 | 1,96 | 2,10 | 2,24 | 2,38 | 2,50 | 2,62 | 2,73 | 2,84 | 2,94 | 3,06 |
| 260 | 1,68 | 1,87 | 2,03 | 2,19 | 2,33 | 2,48 | 2,60 | 2,72 | 2,84 | 2,96 | 3,07 | 3,18 |
| 280 | 1,73 | 1,92 | 2,10 | 2,27 | 2,41 | 2,57 | 2,70 | 2,82 | 2,94 | 3,07 | 3,19 | 3,30 |
| 300 | 1,80 | 2,00 | 2,18 | 2,34 | 2,50 | 2,64 | 2,79 | 2,92 | 3,06 | 3,18 | 3,30 | 3,40 |
| 320 | 1,84 | 2,06 | 2,24 | 2,41 | 2,59 | 2,73 | 2,88 | 3,01 | 3,14 | 3,28 | 3,40 | 3,51 |
| 340 | 1,90 | 2,11 | 2,31 | 2,50 | 2,66 | 2,81 | 2,97 | 3,10 | 3,24 | 3,38 | 3,50 | 3,62 |
| 360 | 1,96 | 2,18 | 2,38 | 2,57 | 2,73 | 2,90 | 3,06 | 3,20 | 3,33 | 3,48 | 3,60 | 3,72 |
| 380 | 2,00 | 2,23 | 2,43 | 2,62 | 2,80 | 2,98 | 3,13 | 3,29 | 3,42 | 3,57 | 3,70 | 3,82 |
| 400 | 2,06 | 2,29 | 2,50 | 2,70 | 2,88 | 3,06 | 3,21 | 3,37 | 3,51 | 3,66 | 3,80 | 3,92 |



7 · Otros datos para la instalación

7.1.- Diámetro de los tambores

7.1.1.- Bandas de alma textil

Debe distinguirse entre el tambor motriz y el tambor de reenvío. La norma DIN 22101, establece como diámetro para el tambor motriz, el resultado de la siguiente expresión:

$$D = \frac{360 \cdot F}{p \cdot \pi \cdot \alpha \cdot B}$$

Siendo:

D = diámetro del tambor motriz (m)

F = esfuerzo periférico en tambor de accionamiento (Kp)

p = capacidad de transmisión entre tambor y cinta (1.600 ÷ 2.000 Kp/m²).

En instalaciones subterráneas, hasta 3.500 Kp/m²)

α = ángulo abrazado en tambor de accionamiento (grados)

B = ancho de la banda (m)

De manera indicativa, resumimos en la tabla 27 los diámetros mínimos recomendados para distintos tipos de bandas de alma textil.

| TABLA 27: DIÁMETRO MÍNIMO DE TAMBORES (mm.) PARA BANDAS TEXTILES | | | | | | |
|--|---------|-----------------|-------|-------|-------|-------|
| TIPO DE LONA | TAMBOR | NÚMERO DE LONAS | | | | |
| | | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| EP-125 | MOTRIZ | 450 | 600 | 750 | 900 | 1.050 |
| | REENVIO | 400 | 500 | 600 | 750 | 850 |
| EP-160 | MOTRIZ | 500 | 700 | 800 | 950 | 1.100 |
| | REENVIO | 400 | 550 | 650 | 800 | 900 |
| EP-200 | MOTRIZ | 600 | 800 | 1.000 | 1.200 | 1.400 |
| | REENVIO | 500 | 650 | 800 | 1000 | 1200 |
| EP-250 | MOTRIZ | 700 | 900 | 1.150 | 1.350 | 1.600 |
| | REENVIO | 550 | 750 | 900 | 1.100 | 1.300 |
| EP-315 | MOTRIZ | 750 | 1.000 | 1.250 | 1.500 | 1.750 |
| | REENVIO | 600 | 800 | 1.000 | 1.200 | 1.400 |

En general, la norma DIN 22101 recomienda como mínimo un diámetro en metros igual a 0,125 ÷ 0,18 veces el número de capas textiles para el tambor motriz y de 0,1 a 0,125 veces para el de reenvío, aunque estos valores pueden llegar a 0,08 y 0,06 respectivamente, para el caso de instalaciones subterráneas.

Para el rodillo tensor, pueden tomarse los mismos valores de diámetro que para el de reenvío.

7.1.2.- Bandas de alma metálica

| TABLA 28: DIÁMETRO MÍNIMO DE TAMBORES (mm.) PARA BANDAS METÁLICAS | | |
|---|---------|---------------|
| TIPO DE BANDA | TAMBOR | DIÁMETRO (mm) |
| ST-1.000 | MOTRIZ | 800 |
| ST-1.000 | REENVIO | 630 |
| ST-1.250 | MOTRIZ | 800 |
| ST-1.250 | REENVIO | 630 |
| ST-1.600 | MOTRIZ | 1.000 |
| ST-1.600 | REENVIO | 800 |
| ST-2.000 | MOTRIZ | 1.000 |
| ST-2.000 | REENVIO | 800 |
| ST-2.500 | MOTRIZ | 1.250 |
| ST-2.500 | REENVIO | 1.000 |
| ST-3.150 | MOTRIZ | 1.250 |
| ST-3.150 | REENVIO | 1.000 |
| ST-4.000 | MOTRIZ | 1.400 |
| ST-4.000 | REENVIO | 1.250 |
| ST-5.000 | MOTRIZ | 1.600 |
| ST-5.000 | REENVIO | 1.400 |
| ST-6.300 | MOTRIZ | 1.800 |
| ST-6.300 | REENVIO | 1.600 |

Si la banda trabajase al 50 ÷ 60% de su tensión máxima, estos diámetros podrán reducirse tomando como motriz el que aparece en la tabla como reenvío y reduciendo a su vez éste.

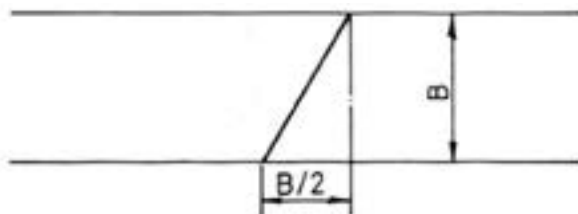
7.2.- Empalmes

Es un factor a tener muy en cuenta en toda instalación y que deberá ser tratado con el máximo cuidado ya que, en la mayoría de los casos, bien sea por las limitaciones en las longitudes de banda a suministrar o por las exigencias de la propia instalación, deberá realizarse en el propio lugar de trabajo de la banda, con todos los riesgos de imperfección que ello puede traer consigo.

A continuación se darán someramente las normas a tener en cuenta para la realización de un empalme.

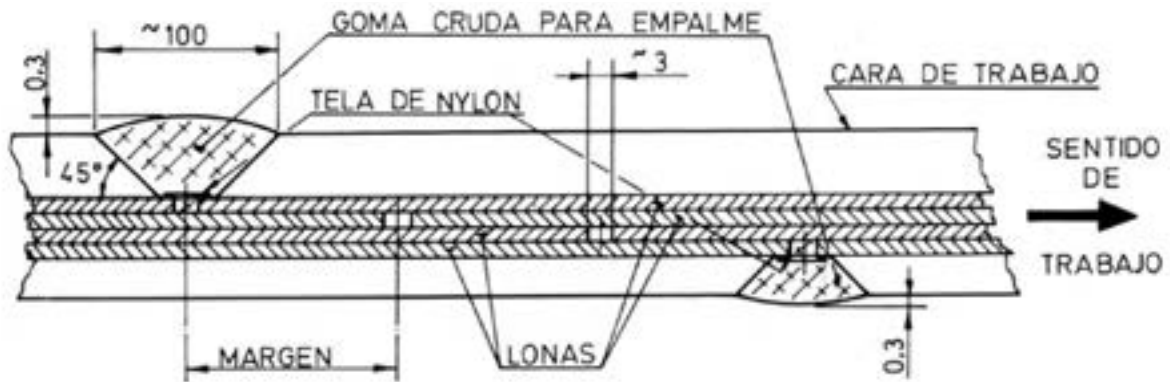
7.2.1.- Banda de alma textil

Los cortes se harán inclinados y, para mayor facilidad de trazado, se toma la inclinación que corresponde a la mitad del ancho de la banda, tal como se indica en la figura.



La distancia a que deberá efectuarse la unión entre las distintas lonas depende del tipo de lona de que se trate y se indica en la tabla 29. También se indica en el croquis, la forma de hacerlo.

| TABLA 29: MARGEN ENTRE LOS CORTES DE LONAS PARA EMPALMES | |
|--|-------------|
| TIPO DE LONA | MARGEN (mm) |
| EP-100 | 200 |
| EP-125 | 200 |
| EP-160 | 250 |
| EP-200 | 250 |
| EP-250 | 300 |
| EP-315 | 300 |
| EP-400 | 350 |
| EP-500 | 400 |
| EP-630 | 450 |

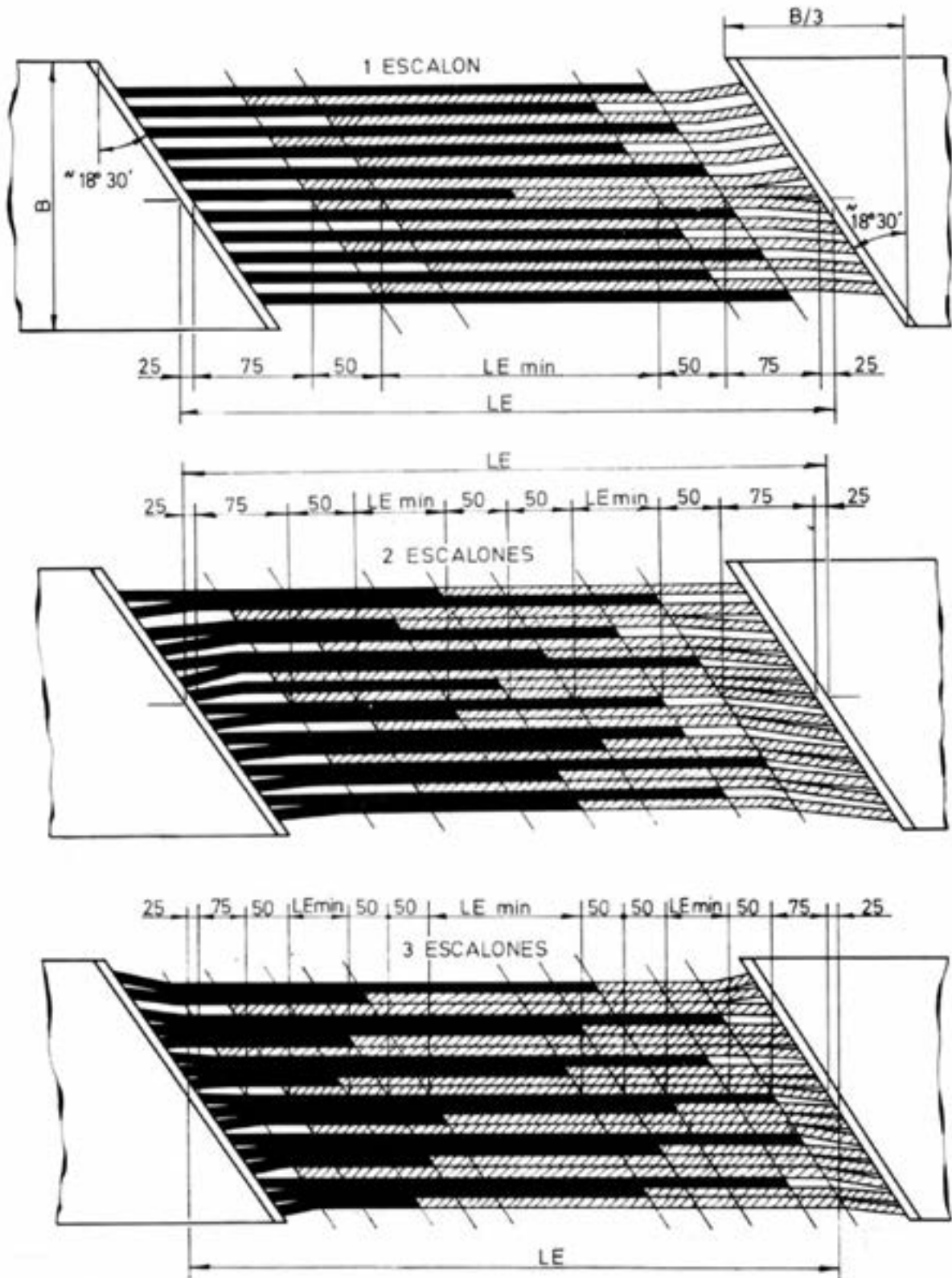


SECCIÓN LONGITUDINAL DE UN EMPALME EN BANDA DE ALMA TEXTIL

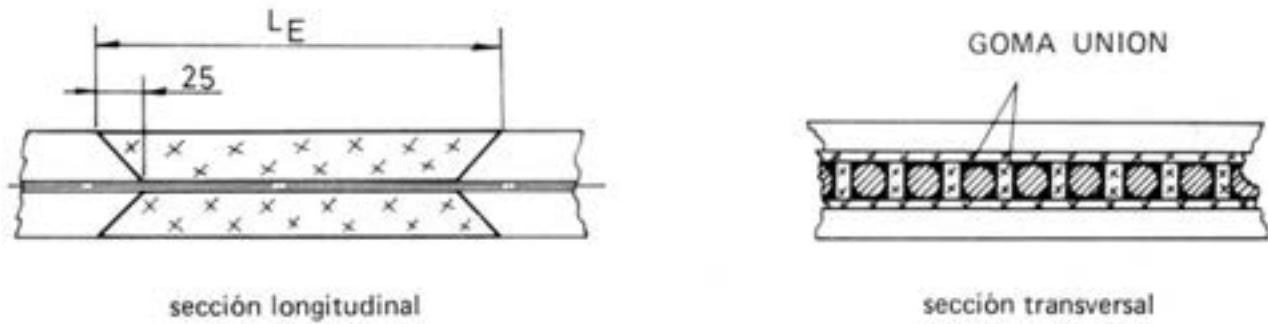


7.2.2.- Banda de alma metálica

Podemos distinguir los empalmes realizados en grupos de uno, dos y tres escalones, tal como se representan esquemáticamente a continuación:



Las secciones longitudinal y transversal, aparecen representadas en los siguientes esquemas:



Las medidas de los empalmes representados, se harán según la tabla 30.

| TABLA 30: MEDIDAS PARA EMPALMES EN BANDAS DE ALMA METÁLICA | | | | | | | |
|--|-----------------------|-------------------------|-----------------------|----------|-------------------------|----------|----------|
| COTAS EN mm. (VER DIBUJOS) | ST-1.000 1 escalón | ST-1.250 2 escalones | ST-1.600 1 escalón | ST-2.000 | ST-2.500 2 escalones | ST-3.150 | ST-4.000 |
| LE | 800 | 900 | 900 | 1.200 | 1.500 | 1.800 | 2.400 |
| LEMIN | 500 | 250 | 600 | 400 | 550 | 700 | 600 |

siendo:

L_E = Longitud total del empalme

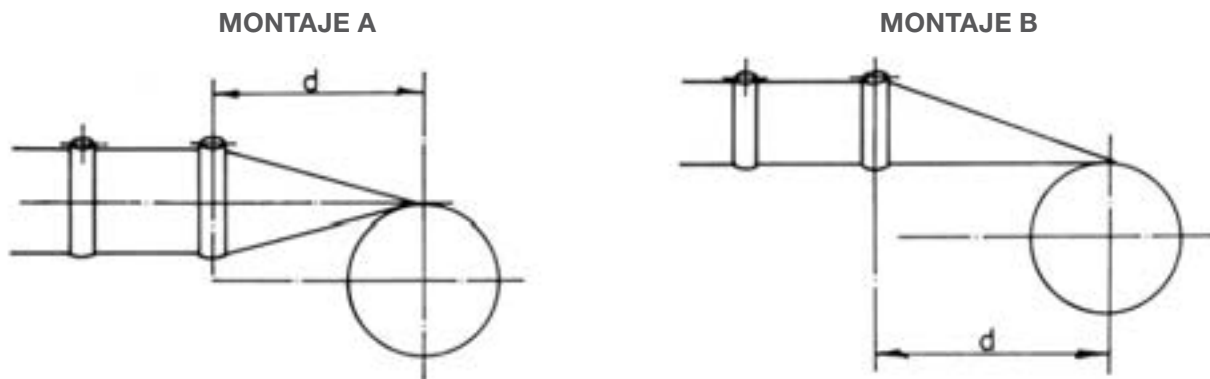
L_{EMIN} = Longitud efectiva mínima de solape

7.3.- Zona de transición plana-artesa

En los cambios de forma de la banda, tal como ocurre en la transición de plana a artesa y en las curvas, es necesario respetar unos límites, de modo que el alargamiento a que está solicitada la banda, no sobrepase el 0,8% en las de alma textil y el 0,2% en las de alma metálica.

En el caso de la transición de la forma plana a la de artesa, distinguiremos dos posibles montajes:

- el nivel superior del tambor coincide en el plano medio de la artesa.
- el nivel superior del tambor coincide con el plano inferior de la artesa. Ambos casos se representan en esquema:



En las tablas 31 y 32 se dan las distancias de transición (d) para el montaje del primer tipo, a), pudiéndose tomar para el montaje b) el doble que las del a). En casos intermedios puede hacerse la proporción que corresponda.

| TABLA 31: TRANSICIÓN PLANA-ARTESA MONTAJE a) - BANDA TEXTIL - | | | |
|--|----------------------------|-------------------|-------------------|
| ANCHO DE BANDA | VALOR DE d (METROS) | | |
| | ARTESA 20° | ARTESA 30° | ARTESA 45° |
| 500 | 0,22 | - | - |
| 650 | 0,29 | 0,44 | 0,65 |
| 800 | 0,36 | 0,54 | 0,80 |
| 1.000 | 0,45 | 0,68 | 1,00 |
| 1.200 | 0,54 | 0,81 | 1,20 |
| 1.400 | 0,63 | 0,95 | 1,40 |
| 1.600 | 0,73 | 1,08 | 1,61 |
| 1.800 | 0,82 | 1,22 | 1,81 |
| 2.000 | 0,91 | 1,36 | 2,0:1 |
| 2.200 | 1,00 | 1,49 | 2,21 |
| 2.400 | 1,09 | 1,63 | 2,41 |
| 2.600 | 1,18 | 1,76 | 2,61 |
| 2.800 | 1,27 | 1,90 | 2,81 |

| TABLA 32: TRANSICIÓN PLANA-ARTESA (d) MONTAJE a) -BANDA METÁLICA - | | | |
|---|----------------------------|-------------------|-------------------|
| ANCHO DE BANDA | VALOR DE d (METROS) | | |
| | ARTESA 20° | ARTESA 30° | ARTESA 45° |
| 650 | 0,59 | 0,88 | 1,31 |
| 800 | 0,73 | 1,09 | 1,61 |
| 1.000 | 0,91 | 1,36 | 2,01 |
| 1.200 | 1,09 | 1,63 | 2,41 |
| 1.400 | 1,28 | 1,90 | 2,82 |
| 1.600 | 1,46 | 2,18 | 3,22 |
| 1.800 | 1,64 | 2,45 | 3,62 |
| 2.000 | 1,82 | 2,72 | 4,03 |
| 2.200 | 2,01 | 2,99 | 4,43 |
| 2.400 | 2,19 | 3,27 | 4,83 |
| 2.600 | 2,37 | 3,54 | 5,24 |
| 2.800 | 2,56 | 3,81 | 5,64 |

7.4.- Radios mínimos de curvatura

7.4.1.- Curva cóncava

Se puede calcular el radio de curvatura mínimo, mediante la siguiente fórmula:

$$R = \frac{T}{(G_g + Q_t / 3,6 \cdot V) \cdot \cos \delta}$$

siendo:

R = radio mínimo de curvatura (m)

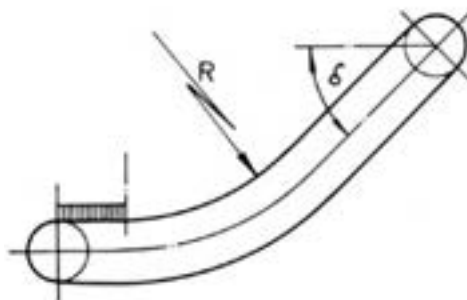
T = tensión en el punto de inicio de la curvatura, con la banda cargada (Kp)

G_g = peso por metro de la banda (Kp/m)

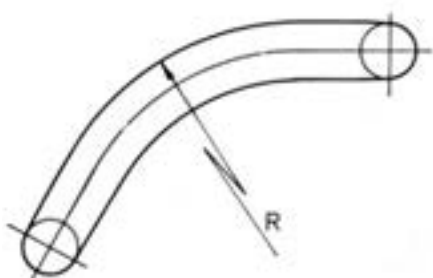
Q_t = capacidad real de carga (Tm/h)

V = velocidad (m/seg)

δ = ángulo de inclinación (grados)



7.4.2.- Curva convexa



En las tablas 33 y 34 se dan los valores mínimos de los radios de curvatura utilizados, para los casos de banda de alma textil y alma metálica.

TABLA 33: RADIO MÍNIMO CURVAS CONVEXAS EN BANDAS TEXTILES (m)

| ANCHO DE BANDA | ÁNGULO DE ARTESA | | |
|----------------|------------------|-----|-----|
| | 20° | 30° | 45° |
| 650 | 9 | 14 | 19 |
| 800 | 11 | 17 | 24 |
| 1.000 | 14 | 21 | 30 |
| 1.200 | 17 | 25 | 36 |
| 1.400 | 20 | 29 | 42 |
| 1.600 | 23 | 34 | 48 |
| 1.800 | 26 | 38 | 53 |
| 2.000 | 29 | 42 | 59 |
| 2.200 | 32 | 46 | 65 |
| 2.400 | 34 | 50 | 71 |
| 2.600 | 37 | 55 | 77 |
| 2.800 | 40 | 59 | 83 |

| TABLA 34: RADIO MÍNIMO CURVAS CONVEXAS EN BANDAS METÁLICAS (m) | | | |
|--|------------------|-----|-----|
| ANCHO DE BANDA | ÁNGULO DE ARTESA | | |
| | 20° | 30° | 45° |
| 650 | 37 | 54 | 77 |
| 800 | 46 | 67 | 94 |
| 1.000 | 57 | 83 | 118 |
| 1.200 | 68 | 100 | 142 |
| 1.400 | 80 | 117 | 165 |
| 1.600 | 91 | 134 | 189 |
| 1.800 | 103 | 150 | 213 |
| 2.000 | 114 | 167 | 236 |
| 2.200 | 126 | 184 | 260 |
| 2.400 | 137 | 200 | 284 |
| 2.600 | 149 | 217 | 307 |
| 2.800 | 160 | 234 | 331 |

7.5.- Inversión de la banda en el ramal inferior

Con objeto de conseguir una mayor limpieza en los rodillos de retorno y poleas, en instalaciones de gran longitud y que transportan materiales que se adhieran con facilidad a la banda, es muy conveniente invertir ésta en su recorrido de retorno. Esta inversión es conveniente hacerla con ayuda de rodillos intermedios, sobre todo para las bandas de ancho superior a un metro.

Como en los casos de curvas y de transición de montaje plano al de artesa, la longitud mínima que ha de darse a la zona de inversión, ha de ser tal que no se sobrepase un alargamiento del 0,8% en las bandas de alma textil y un 0,2% en las de alma metálica. Esta longitud mínima L viene dada por:

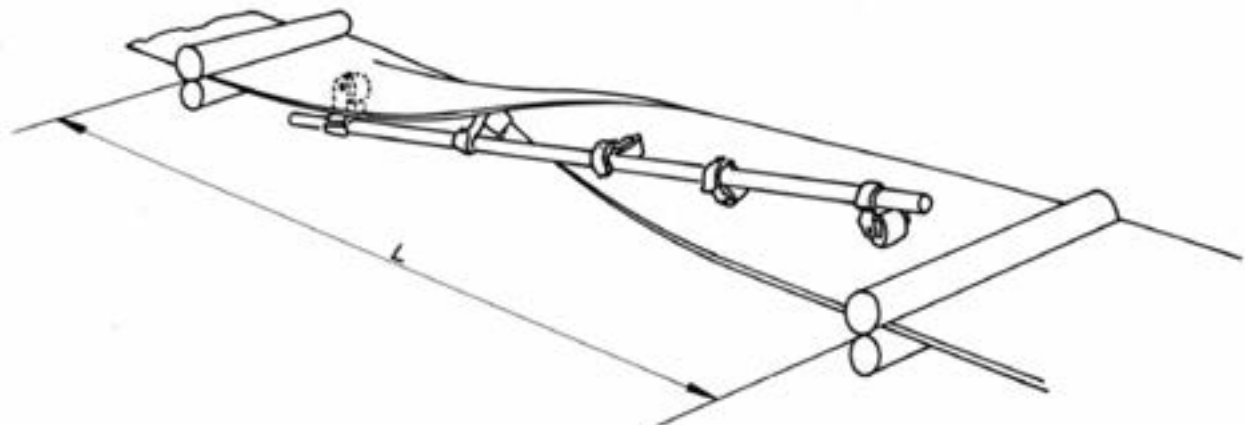
a) Bandas de alma textil: $L = 11 \cdot B$

b) Bandas de alma metálica: $L = 22 \cdot B$

siendo:

L = longitud mínima de inversión (m)

B = ancho de la banda (m)



7.6.- Longitud del tensor

El tensor debe crear las condiciones que impidan el deslizamiento de la banda en el tambor motriz, de modo que la s condición:

$T_1 / T_2 = e^{\mu\alpha}$ se debe cumplir entre las tensiones de entrada y salida en la polea motriz, incluso en el momento del arranque.

La longitud que precisa debe ser la necesaria para absorber los distintos tipos de alargamiento que se producen en la banda, lo cual depende de las condiciones de trabajo y de la instalación en sí. No obstante, daremos una indicación orientativa de la longitud que precisa en la que, además de los factores citados, se incluye también la longitud necesaria para empalmar a fin de prever esta eventualidad.

a) BANDAS DE ALMA TEXTIL

Para longitud de transporte inferior a 100 m

$$L_t = \frac{1,7 \cdot L}{100} + 0,5$$

Para longitud de transporte superior a 100 m

$$L_t = \frac{2,2 \cdot L}{100}$$

b) BANDAS DE ALMA METÁLICA

$$L_t = \frac{0,4 \cdot L}{100} + 0,5 + L_e$$

siendo:

L_t = longitud del tensor (m)

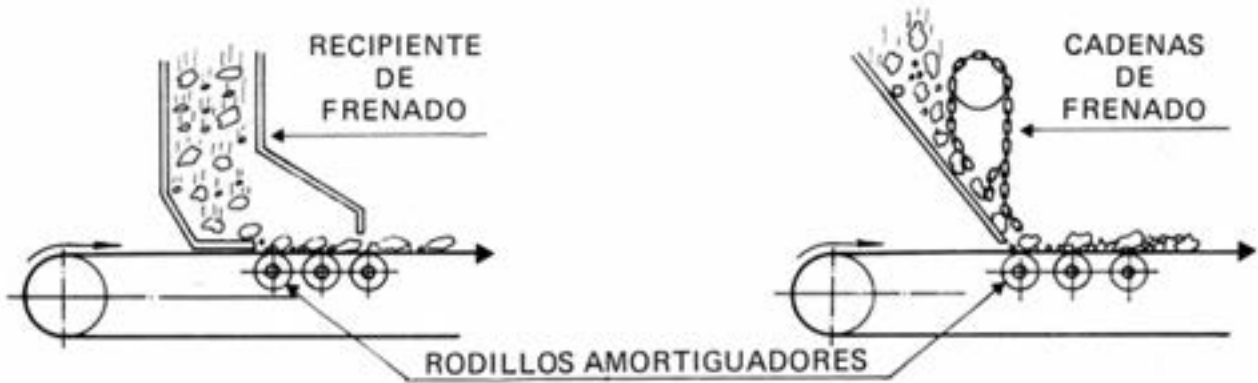
L = longitud del transporte (m)

L_e = longitud del empalme (m)

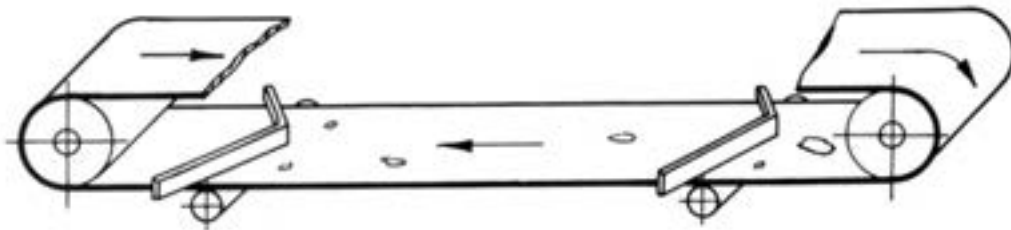
7.7.- Recomendaciones para la carga y descarga del material

La carga debe hacerse en unas condiciones lo más aproximadas posible a las de inclinación y velocidad de la banda, y en la zona de caída del material deben disponerse rodillos amortiguadores como soporte de la banda.

Cuando por las condiciones de la instalación no es posible evitar una excesiva velocidad de caída del material, deberán emplearse dispositivos de freno, tales como chapas metálicas, recipientes, cadenas, etc.; esto se representa esquemáticamente a continuación:



Asimismo, para evitar el que restos de material puedan introducirse entre la banda y la polea de retorno, es aconsejable disponer rascadores en "V" cerca de los tambores de ida y retorno, tal como se indica en esquema:



Para evitar este mismo problema, también es aconsejable instalar chapas metálicas entre ambos lados de la banda en las zonas de carga y descarga, que impidan que los trozos de material que caigan lo hagan sobre el ramal de retorno.



8 • Cuestionario para el estudio de una banda transportadora

1 • INSTALACIÓN

| | | |
|------|--|--|
| 1.1 | ¿Cuál es la longitud del transporte entre centros de eje de poleas? | |
| 1.2 | ¿Cuál es la altura de elevación o descenso (grado de inclinación)? | |
| 1.3 | Si es de trazado sinuoso, indicar forma y medidas. | |
| 1.4 | ¿Se trata de una instalación aérea o subterránea? | |
| 1.5 | ¿Está la instalación protegida, o se encuentra a la intemperie? | |
| 1.6 | ¿Cuál va a ser la velocidad de la banda (m/seg)? | |
| 1.7 | ¿Cuál será el tiempo o aceleración de arranque? | |
| 1.8 | ¿Y el tiempo o deceleración de frenado? | |
| 1.9 | Descripción de los elementos de limpieza y su situación | |
| 1.10 | ¿El montaje se dispone plano o en artesa? Si está en artesa, ¿cuál será su ángulo? | |
| 1.11 | ¿Cuál es el valor de los diámetros de rodillos superiores e inferiores? | |
| 1.12 | ¿Cuáles son las distancias entre rodillos superiores e inferiores? | |
| 1.13 | ¿Qué peso tienen las partes móviles de los rodillos? | |
| 1.14 | ¿Cuál es la separación entre rodillos en zonas de carga? ¿están recubiertos? | |
| 1.15 | ¿Existe volteo en el ramal inferior? Mostrar su situación. | |
| 1.16 | ¿Tipo de tensor? ¿Localización? ¿Valor del contrapeso? ¿Longitud? | |
| 1.17 | ¿Cuál es el diámetro de las poleas del tensor? | |

2 • CARGA

| | | |
|------|--|--|
| 2.1 | ¿Cuál será la cantidad a transportar (Tm/h)? | |
| 2.2 | ¿Qué tipo de material y peso específico aparente tiene? | |
| 2.3 | ¿Cuál será el ángulo del talud natural del material? | |
| 2.4 | ¿Qué temperaturas alcanzará el material? | |
| 2.5 | ¿Cuál será el tamaño medio de los trozos? ¿Existe proporcionalidad entre sus tamaños? | |
| 2.6 | ¿Hay algún otro producto en contacto con la banda? Especificar | |
| 2.7 | ¿En qué forma y con qué velocidad cae el material sobre la banda? | |
| 2.8 | ¿Cuál es la zona donde se efectúa la carga? ¿Es en sentido longitudinal o transversal? | |
| 2.9 | ¿Existe más de un punto de carga? ¿Dónde? | |
| 2.10 | ¿Hay algún tipo de protección para los impactos de caída? ¿Cuál? | |
| 2.11 | ¿Qué tipo y situación presenta la descarga? | |
| 2.12 | Si hay descarga por "tripper": ¿altura? ¿es fijo o móvil? ¿motor independiente? ¿potencia? | |

3 • ACCIONAMIENTO

| | | |
|-----|---|--|
| 3.1 | ¿Qué tipo de accionamiento llevará la instalación? ¿ángulo abrazado en cada polea motriz? | |
| 3.2 | ¿Están los tambores motrices recubiertos? ¿Cuáles son sus condiciones de trabajo? | |
| 3.3 | ¿Cuál es el diámetro y el ancho de las poleas motrices y de reenvío? | |
| 3.4 | ¿Cuál es el número de motores y la potencia nominal? ¿Rendimiento sistema motriz? | |







Fábrica y Oficinas

San Martiño · Areas, s/n - Apdo.: 103 · 36711 · Tui
Pontevedra · España
Tfno.: +34 986 60 35 10 - Fax: +34 986 60 37 64
info@norrubber.com - www.norrubber.com

