REPÚBLICA DE CUBA

MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR

INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA

¨ Dr. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ ¨

FACULTAD DE METALÚRGIA – ELECTROMECÁNICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECÁNICA

DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS TECNOLÓGICOS DEL TRANSPORTADOR DE BANDAS PARA PINARES OESTE

Tesis presentada en opción al título de Ingeniero Mecánico

Autor: Geannys Rafael Carballo Diéguez

Tutores: Ing. Yorlandis Oliveros Blanco

Ing. Miguel Álvarez Domínguez, M.Sc.

Moa

2013

Declaración de Autoridad

Yo: Geannys Rafael Carballo Dieguez

Autor de este trabajo de diploma, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico. Dr. Antonio Núñez Jiménez, el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

_____

Autor Geannys Rafael Carballo Dieguez

Tutores

_____ _____

Ing. Yorlandis Oliveros Blanco Ing. Miguel Álvarez Domínguez, M.Sc

Pensamiento

No podemos resolver problemas usando el mismo tipo de pensamiento que usamos cuando los creamos.

Albert Einstein

AGRADECIMIENTOS

Para triunfar en la vida se requiere de mucho esmero, dedicación y apoyo de personas sinceras y respetuosas, es por eso que agradezco en primer lugar a:

- A la revolución, por permitirme forjarme como profesional en estos tiempos de lucha y sacrificios.
- A mi esposa por su dedicación y ayuda en mis estudios
- A mis padres Rubelio E Carballo y Aleyda Dieguez que han dado todo para obtener el triunfo y objetivo de mi vida.
- A mis compañeros de estudio que me brindaron su amistad.
- A mis tutores por no escatimar tiempo ni esfuerzo en este trabajo de diploma.

A todos de Corazón

Muchas Gracias

DEDICATORIA

Una obra que se realiza con tanto amor, merece ser dedicada a personas que posean un verdadero sentido de amistad, cariño y respeto, con estas frases quisiera dedicar este Trabajo de Diploma a las personas que supieron ayudarme en todo momento, a mi familia, compañeros y tutores.

Resumen

El propósito de este trabajo fue la determinación de los parámetros tecnológicos del transportador de bandas para pinares oeste (CO8) perteneciente a la mina de pinares de Mayarí de la empresa del níquel Comandante René Ramos latour , se hizo una búsqueda de fuentes bibliográficas, se calcularon los parámetros tecnológicos utilizando una metodología de calculo de José M Oriol Guerra y Francisco Aguilar Perés. Se realizó un estudio a partir de las características técnicas del transportador, perfil de su traza y propiedades físico mecánicas del material transportado y se aplicaron procedimientos, herramientas técnico-organizativas que aplicadas de forma continua y con la filosofía de la gestión total de la calidad, permita establecer nuevos hábitos de dirección, control y diagnósticos, dirigidos al aprovechamiento de todas las oportunidades de ahorro, conservación y reducción de los costos a la instalación.

Abstract

The purpose of this work was the determination of the technological parameters of conveyor belts for western pine (CO8) belonging to the pine mine's company Mayari Comandante René Ramos Latour nickel, made a search of literature sources were calculated technological parameters using a methodology of calculation of Joseph M Oriol War and Francisco Aguilar Peres. A study from the technical characteristics of the conveyor, trace and profile of their physical and mechanical properties of the material transported and applied procedures, technical and organizational tools applied continuously and the philosophy of total quality management, to establish new habits of management, control and diagnosis, aiming to take advantage of all the opportunities for savings, reduced maintenance and installation costs.

ÍNDICE **Pág.**

Introducción General…….. 1

CAPITULO 1. MARCO TEÓRICO - METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN.

1.1. Introducción…….. 4

1.2. Objetivos del capitulo……....4

1.3. Cuestiones generales del transporte por bandas ……...4

1.4. Resistencias en los trasportadores.....……5

1.5. Resistencia en los tramos curvos en el plano vertical……...6

1.6. Velocidad de movimiento de la banda……...7

1.7. Teoría de la transmisión del esfuerzo a la banda……10

1.8. Fuerza de tracción……10

1.9. Clasificación y características de los materiales……...11

1.10. Dispositivos para limpiar la banda……..12

1.11. Dispositivo de carga……....13

1.12. Sistemas de aumentación y puntos de Transferencias……..….13

1.13. Dispositivos de tensado……..14

1.14. Órganos de tracción……14

1.15. Relación entre las partes y componentes…….. 15

1.16. Descripción y funcionamiento del transportador……...15

1.17. Operaciones para el funcionamiento…….....16

1.18. Condiciones ambientales….....17

1.19. Características generales del transportador…….....17

1.20. Cubierta del transportador de bandas.....…….....18

1.21. Medidas de seguridad para las operaciones del transportador……18

1.22. Conclusiones del capitulo……....19

CAPITULO 2:PERFECCIONAMIENTO DE CÁLCULO DEL TRANSPORTADOR DE BANDA (CO8).

2.1. Introducción…….. 20

2.2. Propiedades del material…… 21

2.2.1. Comprobación de la posibilidad de transportación…….....23

2.2.2. Selección del tipo de rodillos superiores……...23

2.2.3. Determinación del ancho de banda necesario.....24

2.2.4. Comprobar la banda para diferentes valores……..…24

2.2.5. Normalizar el valor del ancho de banda.....24

2.2.6. Recalcular la velocidad por las expresiones siguientes…… 25

2.2.7. Preselección de la banda……25

2.2.8. Determinación de los pesos lineales…… 26

2.2.9. Determinación de las resistencias…… 27

2.2.10. Distribución de tensiones……..……... 28

2.2.11. Cálculo de la fuerza necesaria en el atesador…….. 30

2.2.12. Determinación del tiraje efectivo y la potencia……..…… 31

2.2.13. Seleccionar el motor……...……31

2.2.14. Dimensiones de las tamboras……..…… 32

2.2.15. Selección de la transmisión……..…… 32

2.2.16. Comprobación de la resistencia de la banda…….....33

2.2.17. Comprobación de la tambora motriz…….. 34

2.2.18. Radios de curvatura en los cambios de dirección…….. 34

2.3. Conclusiones del capítulo……..…… 36

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.

3.1. Introducción……37
3.2. Propiedades del mineral laterítico……...37
3.3. Determinación de la capacidad de transporte y potencia de los motores …38
3.4. Elección de los rodillos……41
3.5. Preselección de la banda……41
3.6. Calculo de la velocidad de transportación……42
3.7. Determinación de los pesos lineales……..42
3.8. Selección del reductor……..44
3.9. Comprobación de la resistencia de la banda……44
3.10. Determinación de los gastos de energía eléctrica……44
3.11. Determinación de las pérdidas por concepto de subutilización…… 45
3.12. Determinación del costo por concepto de banda…… 46
3.13. Valoración ambiental.....47
3.14. Conclusiones del capitulo……49
Conclusiones generales…… 50
Recomendaciones…….. 51
Bibliografía…… 52
Anexos

CAPITULO 1

Introducción

El transporte minero metalúrgico constituye uno de los principales eslabones del proceso tecnológico, tanto en las canteras como en las plantas metalúrgicas. Las máquinas y equipos del transporte deben crear una corriente de carga de determinada potencia y dirección.

Especial importancia tiene el transporte de mineral laterítico por medio de los transportadores de bandas en la Empresa " René Ramos Latour" de Nicaro, donde mas de 11 Km de transportadores forman parte del sistema de transporte desde los diferentes frentes de trabajo hasta la planta de secaderos y molinos, combinado con otros tipos de transportes.

En la industria cubana del níquel , cuyo desarrollo va en constante ascenso , en los últimos años se han presentado algunos problemas relacionados con los niveles de utilización de la capacidad de carga, los consumos energéticos y la unificación de las piezas, parte y agregados específicamente en los sistemas de transporte por transportadores de banda donde es necesario realizar un estudio encaminado a evaluar esta problemática que provoca afectaciones en parámetros de selección, diseño y explotación.

En la actualidad la minería presenta dificultades con el suministro de mineral a la planta metalúrgica debido a varias causas, entre los que se destacan el desfavorable estado que presentan las vías férreas, el deterioro del equipamiento por el elevado uso de explotación de los mismos, unido a la baja capacidad de los sistemas de transportación de los planos inclinados y ferrocarriles.

Los procesos de extracción y transporte de las menas lateríticas por sus altos requerimientos energéticos, son ejemplos de campos donde se realizan importantes acciones encaminadas a lograr indicadores energéticos cada vez mas favorables.

Lo que ha implicado buscar nuevos métodos que les permitan aumentar la productividad y eficiencia sin grandes inversiones. La dirección de minimizar los costos de inversión y explotación bajo criterios energéticos.

Situación problémica actual

El transporte de mineral se manifiesta hoy a escala mundial como una fuerte competencia en la búsqueda incesante de nuevas tecnologías, diseños, métodos y procedimientos para aplicar en las ramas productivas. Los procesos de extracción y transporte de las menas lateríticas por sus altos requerimientos energéticos, son ejemplos de campos donde se realizan importantes acciones encaminadas a lograr indicadores energéticos cada vez mas favorables.

El transportador objeto de estudio se encuentra ubicado en la parte oeste de la mina pinares de Mayarí, con un régimen de explotación de 24 horas diarias. El mismo debe garantizar una productividad de 800T/h, con una longitud de transportación que está alrededor de los 1500 metros, y una velocidad de 2.85m/s. Este equipo es accionado por motores con potencia de 190kw.

Durante el todo el proceso de explotación del transportador se evidencian entre otras problemas relacionados con la capacidad de carga (subutilización entre el 25 y el 30 %), sobre consumos energéticos, pérdidas de energía, y motores con potencia instalada por encima de la real necesaria (se utiliza aproximadamente el 75%).

Las causas principales de los problemas referidos anteriormente esta dada entre otras por factores tales como: no se comprueban de forma sistemática los regímenes de explotación del equipamiento instalado, no se realiza la selección racional del mismo teniendo en cuenta las relaciones funcionales entre las propiedades del mineral laterítico y los parámetros de diseño del transportador.

Problema general

Inexistencia de un método de cálculo que considerando la influencia de las propiedades del mineral laterítico cubano permita establecer los parámetros tecnológicos y de explotación del transportador de banda objeto de estudio.

Objeto de la investigación

Transportador de banda (CO8) perteneciente a la Empresa Comandante René Ramos Latour de Nicaro.

Campo de acción

Metodología de cálculo para el transportador CO8.

Objetivo general de la investigación

Establecer una metodología que permita el cálculo de los parámetros tecnológicos y de explotación del transportador de banda CO8 ubicado en la Empresa Comandante René Ramos Latour de Nicaro.

Hipótesis

Si se establece una metodología de cálculo que considerando las propiedades del material laterítico cubano permita calcular los parámetros tecnológicos y de explotación del transportador de banda CO8 será posible: un mayor aprovechamiento de la capacidad de trabajo del equipo, aumento de la productividad del mismo, así como la consecuente disminución de las pérdidas de energía.

Objetivos específicos

- Caracterización de las propiedades físico-mecánicas del mineral laterítico en los yacimientos de pinares oeste.
- Establecer la metodología que permita calcular los parámetros tecnológicos del transportador de banda ubicado en los yacimientos de pinares oeste.

Tareas del trabajo

- Sistematizar en el conocimiento actual sobre las propiedades del mineral laterítico en los yacimientos de pinares oeste y su influencia en el diseño de transportadores de banda.
- Valorar técnica y económicamente el procedimiento así como las afectaciones medioambientales asociadas al mismo.

CAPITULO I. MARCO TEÓRICO - METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN.

1.1. Introducción.

En la Empresa Comandante René Ramos Latour existen 9 transportadores de bandas, estos acarrean 800 t/h promedio de las menas lateríticas mediante un esquema combinado de transporte. Varias investigaciones realizadas a este grupo de transportadores (Sierra, 2005; Ortiz, 2006; Caraballo, 2007; Sánchez, 2007 y Núñez, 2007), muestran irregularidades de explotación e imprecisiones en la capacidad de carga y potencia de accionamiento. Llama la atención, el hecho de que los transportadores recientemente instalados en la industria cubana del níquel se han diseñado con anchos de banda y potencia del motor de accionamiento superior a los transportadores ya instalados con productividades similares.

Dado el rol que tienen estos equipos dentro del proceso productivo de la ECRRL y sabiendo que existe una perspectiva inmediata de incrementar su utilización (Galano, 2004; Nápoles, 2007), se hace necesario profundizar en las particularidades que rigen su diseño y posterior explotación para perfeccionar ese proceso.

1.2. Objetivos del capitulo.

El objetivo del presente capítulo es exponer los fundamentos teóricos, asociados a la obtención de los parámetros tecnológicos del transportador de banda (CO8) en los yacimientos de pinares oeste para una carga determinada y perfil dado. Además realizar una detallada revisión bibliográfica que contribuya a enriquecer los conocimientos existentes en esta rama del saber, con el objetivo de incorporar nuevos argumentos.

1.3. Cuestiones generales del transporte por bandas.

El transporte de productos o materias primas mediante bandas transportadores surge aproximadamente desde el año 1795. Las primeras instalaciones se realizaron sobre terrenos relativamente planos o a corta distancias. La primera banda transportadora era muy primitiva y no calificada como exitosa, pero provocó incentivar a los ingenieros para considerar los transportadores como rápidos, económicos y seguros para mover grandes volúmenes de materia primas entre dos o más puntos alejados ente si ubicados generalmente dentro de una misma planta o perímetro.

Durante los años 20, la instalación de la compañía H.C.Frick demuestra que los transportadores de bandas pueden trabajar sin ningún problema a largas distancias. Esta instalación se realizó bajo tierra desde una mina recorriendo casi 8 Kilómetros. La cinta o banda transportadora consistía de múltiples pliegues de algodón de pato con cubierta de goma natural, que eran los únicos materiales utilizados en esos tiempos para su fabricación. Más tarde se fueron perfeccionando todas estas maquinas, así como sus metodología de cálculos. En nuestro país existen diferentes instalaciones de gran complejidad en el acarreo del mineral laterítico. Para las que existen programas digitales controlados por computadoras y autómatas programables que son capaces de determinar algunos parámetros tecnológicos y posibles averías.

1.4. Resistencias en los trasportadores.

Según DIN 22101 (DIN 2002) las resistencias específicas son constantes e independientes de la longitud de la banda y se definen como la resistencia en los puntos de carga, de fricción entre los materiales a transportar y las guarderas en la zona de carga, de fricción en la descarga con raspador, de fricción del dispositivo de limpieza y a la deflexión de las correas en los tambores. Estas resistencias se consideran a través de un coeficiente C igual 1.09 al considerar la resistencia total del transportador de banda con más de 1000 m (Lauhoff, 2005). En (Antoniak, 2003) se establece que la resistencia en los rodillos de apoyo disminuye en la medida que aumenta la tensión de la banda y se instaura una expresión en función de la velocidad de la banda.

La utilización de nuevas tecnologías y materiales como los rellenos nanoestructurales en la banda del transportador, permite perfeccionar las características operacionales del transportador como la fricción y el consumo de energía, así como mejorar los parámetros del material de la banda, como es la inflamabilidad o con respecto al desgaste y deterioro en diferentes aplicaciones (Falkenberg y Overmeyer; 2009).

La inercia en un transportador de banda (medida de la resistencia al movimiento) la definen los siguientes factores: la variación de la carga al alterarse la alimentación del mineral al transportador, la regulación de la velocidad de la banda, el arranque y

frenado del transportador, y la inversión del sentido de movimiento de la banda. Las principales resistencias en un transportador (ACOIN, 2000; Loeffler, 2000; Alpaugh, 2003, 2003a, 2004, 2005a) son: resistencia de los rodillos (Nuttall et al, 2005), deformación del recubrimiento de caucho o goma de los rodillos y la propia banda (Dhal y Pal, 2003); la alineación y la flexión de la banda entre rodillos y en los cambios de pendiente.

1.5. Resistencia en los tramos curvos en el plano vertical.

La resistencia al movimiento en los tramos curvos del perfil según el plano vertical se determina por la relación entre las tensiones de entrada y salida al tramo (Oriol y Aguilar, 1995; Tíjonov, 1987; Shubin y Pedre, 1986; Zelenskii, 1986; Pereda y Polanco, 1999; Shajmiester; 1987; Spivakoskii y Potapov, 1983; Tarasov, 1980; CEMA, 1997 y 1999). En el caso de los tramos convexos surgen tensiones radiales que incrementan la fuerza de fricción. La resistencia en las partes curvilíneas del transportador se calcula por:

$$W_{cp} = S_S - S_E = S_E \cdot \left(k_{Curvo}^{Tradic} - 1\right) \qquad [1.1]$$

Donde S_S: la tensión de salida del tramo curvo, S_E: tensión de entrada en el tramo y k_{Curvo}^{Tradic}: coeficiente que tiene en cuenta la relación entre S_E y S_S, depende del ángulo del arco de curvatura del tramo y de ω' en esta parte curva. . Según criterio de varios autores k_{Curvo}^{Tradic} =1,02 a 1,10 y no hay un criterio para seleccionar el valor más preciso. Se ha determinado que la imprecisión se incrementa a medida que aumenta el número de tramos curvos del transportador (Sierra, 2009).

La resistencia en los tramos con la convexidad hacia arriba (cóncavos) no se tienen en cuenta en el cálculo de tracción (Matiushev, 1979; Potapov, 1980 y 1985; Vasiliev et al, 2006 y Oriol y Aguilar, 1995) o sea: $W_{cp} = 0$. Es importante percatarse de que siempre va a existir desplazamiento de carga y fricción, que implican pérdidas de energía, o sea: $W_{cp} \neq 0$. Los tramos curvos cóncavos y convexos se construyen teniendo sólo consideraciones geométricas aproximadas y definidas previamente (Oriol, 1993; Oriol y Aguilar, 1995 y CEMA, 1999).

Según Zelenskii (1986), la determinación de la resistencia en los tramos curvos se determina con mayor precisión en función de una de las tensiones, del ángulo (α_R) y del radio (R_V) del arco de curvatura del tramo del perfil.

Otros autores plantean determinar la tensión mínima de trabajo considerando los pesos lineales de la carga, de la banda y de la distancia entre rodillos l_r^c

$$S_{\min.trab.} = (10-5)\cdot(q_b + q_c)\cdot l_r^c \qquad [1.2]$$

Según Zelienskii (1986), la tensión en los tramos curvos convexos con carga, sin considerar la presión hacia los elementos de apoyo, se determina por la ecuación [1.3] y [1.4]. Si a estas ecuaciones se le aplica la Teoría de Euler (para considerar la presión sobre los elementos de apoyo), según Méndez (2002), se obtiene:

$$W_{convc} = [[(q_c + q_b + 2\cdot q_r)\cdot R_V]\cdot\alpha_R\cdot w \pm (q_c + q_b)\cdot h_t]\cdot e^{\mu\cdot\alpha_R} \qquad [1.3]$$

$$W_{convv} = [[(q_b + q_r)\cdot R_V]\cdot\alpha_R\cdot w \pm (q_b)\cdot h_t]\cdot e^{\mu\cdot\alpha_R} \qquad [1.4]$$

Estas ecuaciones, determinan la resistencia en los tramos curvos con convexidad hacia arriba, sin considerar las tensiones de entrada y salida al tramo.

1.6. Velocidad de movimiento de la banda.

En la literatura mundial (Spibacoski y Potapob, 1983; Potapov, 1980 y Vasiliev et al, 2006) los parámetros tecnológicos del transportador de banda están interrelacionados a través de la productividad entregada:

$$B = 1{,}1\cdot\left(\sqrt{Q\cdot(\gamma\cdot\psi\cdot v\cdot K)^{-1}} + 0{,}05\right) \qquad [1.5]$$

Donde : B; ancho de la banda, m, Q; transportador, t/h, ψ ; Coeficiente que tiene en cuenta la disminución de la productividad debido al ángulo de inclinación longitudinal del transportador, v; velocidad de movimiento de la banda, m/s, K; coeficiente constructivo o de forma, que depende de las dimensiones transversales del transportador y de las propiedades del material transportado.

La velocidad de movimiento de la banda es un parámetro, para el cual no se tiene establecido una metodología de obtención o selección de sus valores más racionales atendiendo a las condiciones de explotación del transportador de banda, y esto

también es cierto cuando la carga es el mineral laterítico. Diferentes investigadores seleccionan los valores de la velocidad desde diferentes puntos de vistas, experiencia acumulada, condiciones de explotación, y sus magnitudes no coinciden para el acarreo de un mismo tipo de material con similares condiciones de explotación.

Según (Shubin y Pedre ,1986), la velocidad de la banda recomendada para descarga por el tambor cabezal se establece para distintos tipos de carga y ancho de banda (B); es decir, desde B= 400 mm v se toma de 0,80 a 2,00 m/s hasta B=1200 a 1600 mm v se toma de 0,80 a 4,00 m/s.

En este caso, para la determinación de la velocidad de la banda hay que considerar el grado de movilidad de las partículas de la carga a granel o por piezas, aquí es importante la relación entre el ángulo de talud estático y el ángulo del talud dinámico de la carga transportada a granel el tamaño de las partículas también se deben de tener en cuenta, estos parámetros para las menas lateríticas aún no están determinados.

Según (Tarasov, 1980, 1986), con el aumento de la velocidad de la banda crece el desgaste de la misma, principalmente en los apoyos de rodillos y tambores, y disminuyen las dimensiones de las partículas de la carga y el ángulo del talud dinámico. La elección de la banda tiene que corresponderse con los gastos reducidos mínimos.

Teniendo en cuenta la experiencia acumulada se han tabulado los valores de velocidad en función de los parámetros citados, sin embargo en la práctica esto requiere de un proceso de tanteo por la interrelación entre el ancho de la banda, la productividad, el perfil y las propiedades físicas y mecánicas del material transportado.

Siempre que sea posible, escoger el ancho de banda más estrecho para la máxima velocidad recomendada, que será a su vez la velocidad más económica de funcionamiento (Sierra, 2005).

Según (Zelienskii ,1986), en las normas GOST 22645-77 la velocidad se establece según la serie o estandarización siguiente: 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5;

3,15; 4,0; 5,0; 6,3. Se pueden seleccionar con margen de más menos un 10 %. Los valores de v recomendados son:

Tabla1.1.Valores de velocidad de la banda recomendados según (Zelienskii ,1986).

B,	400	650	800	1000	1200	1400	1600	2000
V,	1-1,6	1-2,5	1-3,15	1-4,0	1-4,0	1-5,0	1,25-5,0	

(Pereda y Polanco, 1999) plantean que la productividad calculada puede obtenerse en función de la variación de la velocidad y el ancho de la banda. Se puede obtener Q deseada con un valor de B pequeño y un alto valor de V, lo que implica poco costo del transportador, pero un gran desgaste de la banda o al revés.

La velocidad máxima se toma según el movimiento estable de la banda, el desgaste y la vibración de la misma y los rodillos, la trituración del mineral durante la carga y la descarga. Cuando la carga es en granos se determina por los golpes peligrosos de los granos sobre la banda a su paso por los rodillos. Este último fenómeno es analizado por Sierra (2009) en los transportadores TR-1A y TR-1B de la ECECG y en el transportador CO4 de la ECRRL. Según Potapov (1980) la velocidad en m/s se selecciona según la tabla 1.2.

Tabla 1.2. Velocidad de la banda en función de la productividad y el tipo de material.

Productividad; en	Material mullido	Material rocoso
400-750	2,0-3,0	1,5-2,5
1000-2200	3,0-4,0	2,0-3,0
2500-5000	3,0-5,0	2,5-4,0
6000-8500	4,0-7,0	2,5-4,5

Para anchos de banda de 1 000, 1 200, 1 600 y 2 000 hasta 2 400 mm, la velocidad de movimiento de la banda se puede tomar hasta 7, 0 m/s. Según (Vasiliev y Nicolaiev ,2003); la velocidad de movimiento de la banda se escoge en función del ancho de la banda y el tamaño de los pedazos del material transportado estos valores de velocidad de la banda están tabulados. Para B entre 650 y 800 mm la v se escoge de 1,0 a 2,0 m/s, de 1 000 a 1 200 mm la v se toma 1,25 a 3,15 m/s y en algunos casos hasta 4,0 m/s, y para B de 1 400 a 1 800 mm la v se toma de 1,6 a 4,0

m/s y puede llegar hasta 5,0 m/s en algunas ocasiones. En todos los casos; los mayores valores de v son para las partículas que se transportan con tamaños grandes.

Según (Sierra y Feliú ,2007), (Sierra ,2009), durante la selección de la velocidad hay que considerar también la altura de caída del material sobre la banda en los puntos de alimentación con las menas lateríticas. Siempre que sea posible se escoge el ancho de banda más estrecho, para la máxima velocidad recomendada, que será a su vez la más económica en su funcionamiento.

1.7. Teoría de la transmisión del esfuerzo a la banda.

La transmisión del esfuerzo de tracción por el tambor motor a la banda; se basa en la fricción entre ambos, conocida como teoría de Euler. Esta teoría fue precisada por los científicos Petrov y Zhukoski (Vasiliev et al, 2006). En esta nueva teoría la condición fundamental de la transferencia del esfuerzo mediante la fricción es la ausencia del patinaje de la banda sobre el tambor. Para el régimen del motor la tensión máxima está en la entrada del tambor motor, que se expresa por:

$$\frac{S_E^{tm}}{S_S^{tm}} \leq e^{f_{tm} \cdot \alpha_{tm}} \qquad [1.6]$$

Donde $e^{f_{tm} \cdot \alpha_{tm}}$ es el factor de tracción, S_E^{tm} y S_S^{tm} tensiones de entrada y salida al tambor motor. Cuando la banda se desplaza por un perfil inclinado hacia abajo, el motor trabaja en régimen de frenado o regenerativo, la tensión máxima está en la salida del tambor motor. El valor del coeficiente de cohesión de la banda con el tambor depende del estado y calidad de la cubierta de los mismos y de la presión entre éstos en gran medida del estado de la atmósfera externa principalmente de la humedad y el polvo del ambiente.

1.8. Fuerza de tracción.

El esfuerzo de tracción determina la potencia del accionamiento del transportador de banda y se determina por:

$$W_0 = S_E^{tm} - S_S^{tm}; \qquad [1.7]$$

$$\left[S_E^{tm} = S_S^{tm} \cdot e^{f_{tm} \cdot \alpha_{tm}}\right]; \qquad [1.8]$$

La banda debe ser estirada con suficiente fuerza para crear el valor necesario de presión sobre el tambor. (Nuttall y Lodewijks, 2006).

El cálculo del transportador se realiza mediante la combinación del esfuerzo de tracción en la estación de accionamiento, según la ecuación [1.6], aumentar el valor de S_S^{tm}, para satisfacer el esfuerzo de tracción W_0 (Vasiliev et al, 2006) y la ecuación [1.9] que se obtiene aplicando el método de contorno por puntos.

$$S_n = S_{n-1} + W_{n,n-1} \qquad [1.9]$$

El esfuerzo de tracción del bloque motor es igual a la suma de estas fuerzas en todos los elementos del órgano de tracción (fuerza de resistencia).

Para aumentar la productividad y la fiabilidad del transportador es necesario no sólo elegir el valor óptimo de la velocidad nominal, sino también, reducir la duración de los períodos transitorios de su accionamiento. Durante este período hay un considerable consumo de energía, más acentuado en los transportadores con arranque y paradas frecuentes con accionamientos de motores eléctricos de rotor cortocircuitado así como en los transportadores con altas productividades y alta masa volumétrica del material transportado como son las menas lateríticas cubanas.

1.9. Clasificación y características de los materiales.

El tipo de carga a transportar y sus características físico-mecánicas constituyen el principal factor que determina el tipo y diseño de las maquinas transportadoras y sus equipos auxiliares.

Los materiales transportados se dividen en dos grupos:

1- Bultos.

2- A granel.

Para la correcta selección del tipo y parámetros de las maquinas transportadoras es necesario tener muy en cuenta las características y propiedades de los materiales a granel, que es el que se utiliza para el caso que analizamos, fundamentalmente la granulometría, que es la distribución de las partículas de dicha carga de acuerdo con sus medidas, por lo general los materiales a granel no son homogéneos , para

determinar la granulometría se emplea el método del tamizado para partículas mayores de 0.1mm.

El proceso de tamizado consiste en hacer pasar la muestra del material a granel a través de un juego de tamices, de manera que se determinen proporciones de dicho material según el tamaño de las partículas o pedazos de este, una vez separadas estas proporciones, se procede a pasarlas y determinar el porcentaje en peso de cada porción, en relación con el peso total de la muestra, obteniéndose de esta forma la granulometría del material analizado.

1.10. Dispositivos para limpiar la banda.

En los transportadores es necesario mantener limpias las superficies de la banda, ya que de lo contrario las partículas adheridas a dicha banda se comprimirán contra esta al pasar sobre os rodillos de apoyo y tamboras auxiliares, y se disminuirá la vida útil de la banda. La limpieza de banda es mas importante cuando se manipulan materiales húmedos, arcillosos y pegajosos que pueden crear descentrados.

Los limpiadores de banda se clasifican en internos y externos. Los internos se colocan generalmente antes de la tambora de cola y su función es limpiar el material que pueda caer de la rama cargada a la parte inferior. La solución más usada es el limpiador del tipo cuchilla.

Los limpiadores externos sirven para quitar los restos de la carga manipulada que no se desprendieron de la banda en el proceso de descarga. Pueden ser de dos tipos: de rascador y de cepillo. El primero se usa para cargas secas, en que el material solo tiende a adherirse levemente a la banda, y consta de una palanca que pivotea alrededor de un punto y que tiene por un extremo un contrapeso ajustable y por el otro un rascador de goma que es el que esta en contacto con la banda.

El segundo tipo sirve para limpiar materiales húmedos y se coloca a la salida de la tambora donde realiza la descarga del material. Consta de los mismos elementos que el primer tipo, excepto que el rascador se sustituye por un cepillo de cerdas sintéticas, el cual puede tener acoplado un motor independiente u obtener el movimiento de la tambora mediante una trasmisión abierta.

La limpieza de la banda se necesita para incrementar el plazo de servicio de la banda y para garantizar una explotación normal del transportador y se les plantea las siguientes exigencias:

1- Limpieza total de la banda

2- Protección del revestimiento de la banda

3- Elevados plazos de trabajo, sin desgaste considerable y sin ensuciarse.

4- Limpieza y confiabilidad de la construcción

1.11. Dispositivo de carga.

La carga del transportador (CO8) se produce desde la tolva o desde equipos tecnológicos de transporte.

Cuando se produce la carga de materiales a granel se exige que:

- La carga se disponga de una forma centrada y uniforme a todo lo largo de la banda
- La banda y los rodillos de apoyos que se instalen debajo de ella en el lugar de carga no experimenten, en lo posible el efecto nocivo de la carga al caer esta en la banda
- En el lugar de la carga no se produzcan derramamientos ni estancamientos de la misma.
- La banda se deja libre por ambos lados y flojas longitudinalmente.

El mayor desgaste de la banda tiene lugar en la zona de carga del material, debido al deslizamiento de la carga por la banda y también a los golpes producidos por la caída de pedazos grandes de material. Para disminuir la influencia dinámica de los golpes en los lugares de carga se instalan los apoyos de rodillos elásticos o soportes de amortiguamiento; es decir, varios apoyos de rodillos que se encuentran unidos entre sí y que están montados sobre un bastidor elástico. También se disminuye la altura de caída de los materiales con ayuda de canales y alimentadores.

1.12. Sistemas de aumentación y puntos de transferencias.

Limpiadores de bandas y accesorios

El sistema de limpieza múltiple originalmente adoptado por Martin Engineeríng es ahora el estándar para aplicaciones en bandas transportadoras trabajando con todo tipo de sólidos a granel alrededor del mundo.

Los alimentadores sirven para controlar el flujo del material hacia los transportadores o maquinaria del proceso. También facilitan la disposición de los equipos como la ubicación, dirección o flujo y otras consideraciones similares son requeridos cuando el material debe ser extraído de silos o de contenedores, esto no lo puede hacer eficazmente un transportador o directamente una máquina, debido a esto se utilizan los alimentadores.

1.13. Dispositivos de tensado.

En los equipos de transporte con elementos de tracción como es el transportador de bandas (CO8), la instalación del dispositivo de tensado, como regla, es obligatoria. Este dispositivo es el encargado del tensado inicial del órgano de tracción, para limitar la altura de las flechas entre los dispositivos de apoyo y para compensar su alargamiento en el proceso de explotación. En este transportador el dispositivo juega un papel fundamental ya que se convierte en un regulador automático del tensado del elemento de tracción en determinados límites, y en un dispositivo automático de protección que desconecta la instalación transmisión cuando se sobrepasa el límite teórico de carga y de alargamiento excesivo del elemento de tracción.

1.14. Órganos de tracción.

Para garantizar una operación segura , duradera y económica de la máquina transportadora el órgano de tracción debe de satisfacer los siguientes requisitos: gran flexibilidad, lo que le permitirá el doblado en tamboras, poleas y catalinas de pequeño diámetro , alta resistencia unida a un pequeño peso propio, tecnología simple para producción masiva, bajo costo, gran durabilidad y pocos desgaste en condiciones difíciles de trabajo(polvo abrasivo, humedad, gases, altas temperaturas),facilidad para la fijación del órgano portador de la carga y los elementos de apoyo, facilidad y seguridad para la fijación del órgano portador de la carga y los elementos de apoyo, facilidad y seguridad en la transmisión de la fuerza; poca deformación bajo cargas de trabajo.

Como órgano de tracción flexible suelen emplearse en las máquinas transportadoras las cintas y cadenas de diferentes tipos y en algunos casos, cables de acero.

Las ventajas de la cinta son las siguientes: cumple la función de elemento portador de la carga y de órgano de tracción simultáneamente; poco peso ; construcción

sencilla y de fácil explotación ; admite altas velocidades ; no hay desgaste en las articulaciones.

Las ventajas de las cadenas de tracción son las siguientes: mayor posibilidad de flexión sobre catalinas y poleas de pequeño diámetro, flexibilidad en dos planos, alta resistencia y poca deformación, fácil fijación del elemento portador de la carga sin que disminuya su resistencia, seguridad en la transmisión de la fuerza de tracción mediante el agarre en los dientes de la catalina con pequeña tención inicial, posibilidad de trabajar a altas temperaturas

1.15. Relación entre las partes y componentes.

Las máquinas transportadoras con órgano de tracción flexible pueden ser divididas en varías partes o elementos comunes a todas ellas, en cuanto a su funciones se refiere, no obstante resulta muy variada desde el punto de vista constructivo.

Estas partes son:

1- Elemento portador de la carga: recibe directamente el material y lo conduce a lo largo del recorrido de transportación.
2- Órgano de tracción: transmiten el movimiento al elemento portador de la carga.
3- Dispositivos de apoyo en forma de rolletes, ruedas, rodillos, ect: sostienen el elemento portador y el órgano de tracción en su recorrido.
4- Dispositivo de atesado: garantiza la tensión inicial del órgano de tracción.
5- Unidad propulsora: comunica el movimiento al órgano de tracción.
6- Estructura para el soporte de las partes y componentes de la maquina: incluye los dispositivos para el desvío y cambio de dirección del órgano de tracción.

Las características constructivas de las partes mencionadas, determinan en gran medida la estructura del transportador, en lo que desempeñan un papel fundamental el tipo y el diseño del órgano de tracción. En algunas máquinas, por ejemplo, en los conductores de bandas y algunos conductores de cadena, el órgano portador de la carga y de tracción coinciden, y la carga es conducida directamente sobre el órgano de tracción, o sea, de la banda o cadena.

1.16. Descripción y funcionamiento del transportador de banda.

El transportador de banda (CO8) consta en general de dos tambores, uno de ellos es motriz y el otro de cola, unidos entre si por una banda que forma un contorno cerrado

e infinito que se mantiene tensa por un sistema de atesado para evitar que se produzca una flecha grande en la banda; esta se apoya sobre rodillos en la rama cargada y en la rama vacía, los cuales están sujetos a la estructura del transportador y pueden girar libremente.

El movimiento a la banda se transmite por medio de un tambor motriz accionado desde un motor (Reductor de engranajes).

La transportación del mineral se efectúa siempre por la rama superior, que es colocada mediante una tolva que suministra el material continuamente, la descarga se realiza por el extremo opuesto del perfil mediante dispositivos especiales de carga.

En el plano vertical el cambio de dirección de la banda se logra mediante la instalación de baterías de rodillos o la colocación de tambores deflectores.

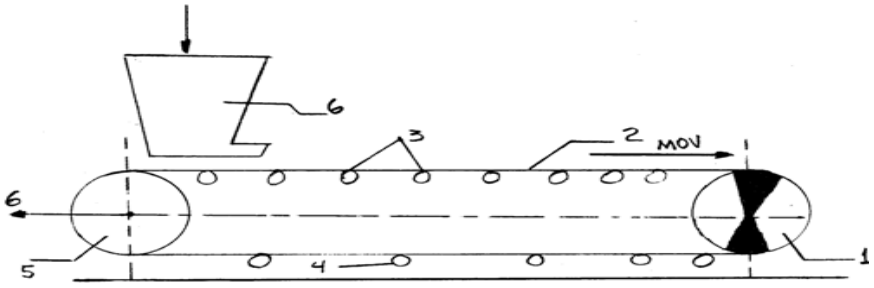


Figura 1.1 Esquema del transportador de banda

La banda 2 en este caso actúa como órgano de tracción y portador de la carga, es movida por el tambor motriz 1 el cual es accionado por un motor eléctrico a través de una transmisión. El tambor motriz le comunica el movimiento a la banda 2 por medio de la fricción entre ellos, la banda se desplaza por encima de los rodillos de apoyo 3 de la rama cargada y 4 de la rama vacía respectivamente contorneando a su vez el tambor de cola 5 que en este caso sirve como tambor tensor. La banda 2 forma en si un contorno cerrado y es cargada por medio de una tolva 6 o dispositivo de alimentación, la descarga del material se efectúa en el otro extremo del transportador donde es traspasado al transportador madre.

1.17. Operaciones para el funcionamiento del transportador de banda (CO8).

Para poner en funcionamiento se realizaron de las siguientes operaciones:

1. Revisión general de las instalaciones.

2. Pasillos estén libres de objetos.
3. Que no se encuentre ningún objeto sobre la banda.
4. Que las bandas estén tensadas.
5. Revisión de los frenos electromagnéticos.
6. Revisión de los rodillos.
7. Revisar las resistencias de frenado.

1.18. Condiciones ambientales.

- Altitud: 650 m sobre el nivel del mar
- Clima: clima tropical húmedo
- Temperatura a la sombra: +18,2 a +32,5°C
- Humedad relativa: 61 al 90 %
- Viento máximo: 180 km/h

1.19. Características generales del transportador CO8.

Este transportador de banda es el encargado de transportar el mineral extraído desde la mina de pinares de mayarí oeste con un régimen continuo de 24 horas diarias, con paradas solo programadas dentro del sistema de mantenimiento hasta un punto de carga determinado del transportador madre, que sustituyó el sistema de transporte de los planos inclinados para garantizar el suministro estable del mineral a la planta metalúrgica, lo que permitió cerrar las operaciones de la mina martí por su agotamiento en el año 2005.

Con este transportador de bandas, se garantiza el suministro incrementado y estable de transporte de mineral a la planta metalúrgica, para alcanzar una capacidad de transportación de hasta 3.3 millones de toneladas métricas por año de mineral húmedo para satisfacer los requerimientos del incremento de la producción de Ni + Co hasta 17000 t/año por un tiempo prolongado.

El sistema de planos inclinados fue construido en 1906 por los americanos, y por su importancia histórica forma parte del patrimonio nacional de nuestro país en estos momentos.

1.20. Cubierta del transportador de bandas (CO8).

La necesidad de proteger las cintas transportadoras está dada por diferentes factores como: el clima, por las características del material transportado entre otras cuestiones.

Los tipos más comunes de cubiertas son: de cloruro de polivinino (PVC) y las de chapas galvanizadas onduladas.

En el caso de este transportador está cubierto por chapas galvanizadas.

Es necesario cubrir el transportador por las siguientes cuestiones:

- Para proteger el material transportado
- Para proteger el medio ambiente contra el polvo, ruido.
- Para la seguridad de los operarios.

1.21. Medidas de seguridad para las operaciones del transportador.

- Tiene que estar avalado por una certificación médica y carné de salud.
- Estar dotados de los medios de protección afines al trabajo que se está realizando.
- Estar instruidos en las funciones que realiza.
- No realizar trabajos para los cuales no estén capacitados u autorizados.
- Mantener el área organizada y limpia.
- No abandonar el puesto de trabajo.
- No permitirá personal ajeno al puesto de trabajo.
- No se presentara al puesto de trabajo después de ingerir bebidas alcohólicas.
- No cruzar sobre las bandas transportadoras cuando estén en operación.

1.22. Conclusiones.

En el análisis bibliográfico se evidencia que:

- La transportación de mineral, específicamente el transporte por bandas, demuestra que es un tema ampliamente tratado, pero con poca actualización.
- Es posible establecer una metodología que considerando las propiedades del mineral laterítico cubano permita el cálculo de los parámetros tecnológicos del transportador objeto de estudio.
- Se consideran en los cálculos del proyecto una masa volumétrica de 1.4 t/m^3 cuando en su lugar debió ser de 1.6 t/m^3, esto debido a las características del mineral laterítico propio de este yacimiento.

CAPITULO 2: PERFECCIONAMIENTO DE CÁLCULO DEL TRANSPORTADOR DE BANDA (CO8)

2.1. Introducción

Los transportadores de banda se caracterizan por su alta productividad, con altos gastos capitales de instalación y relativamente pequeños costos de explotación donde la economía se determina fundamentalmente por el tiempo de servicio de la banda, el cual depende del carácter de la carga transportada.

El objetivo de este capitulo es desarrollar una metodología de cálculo que permita la determinación de los parámetros tecnológicos del transportador (CO8) para garantizar un correcto diseño y consecuente mejora de su explotación. También se crean las bases para aplicar métodos de racionalización que permitan reducir los costos de transportación.

Para esto hay que tener en cuenta los siguientes datos iniciales.

a) Capacidad en tm/hora. $Q = 800t/h$

b) Tipo y características del material.

c) Geometría del conductor. (ver anexo XIV).

Se deben de seguir los siguientes pasos previos en el cálculo:

Selección del tipo de atesador y ubicación del mismo. Esta selección se hará de acuerdo con la longitud del transportador. Pudiera tomarse como recomendación la siguiente tabla:

Tabla 2.1. Valores recomendados al seleccionar el tipo de atesador.

Longitud del transportador	Tipo de atesador
Hasta 50 m.	De tornillo.
Entre 50 y 100 m.	De contrapeso
Más de 100 m.	De contrapeso y carrito.

Los atesadores de tornillos se colocarán siempre conectados a la tambora de retorno.

Los de contrapeso se colocan casi siempre a la salida de la tambora motriz, aunque pueden colocarse en otros puntos de la rama descargada o de retorno.

Los atesadores de contrapeso y carrito (que se emplean para transportadores largos) se montan en cualquier punto de la rama descargada.

En el transportador analizado se escoge un atesador de contrapeso y carrito, debido a que este tiene una longitud de 1500 mts.

2.2. Propiedades del material.

Es muy posible que con la tarea técnica se reflejen las propiedades del material. Si tampoco esto fuera posible pueden tomarse como referencia las tablas 2.2 págs. 10 y 11 así como la 2.3 pág. 14 del (Oriol y Aguilar, 1995).

Las propiedades del material son:

a) Tamaño de los pedazos.

b) Masa volumétrica mullida.

d) Angulo de reposo estático.

e) Coeficiente de deslizamiento.

Existen otras propiedades que de igual manera refieren marcada importancia a la hora del cálculo; entre estas tenemos:

f) Coeficiente de fricción estático entre el material y la goma.

g) Grado de abrasividad. El mineral laterítico por sus características presenta un grado de abrasividad elevado.

h) Peso del material granel en t/m^3. Este valor dividido por 9,81 establece la densidad en t/m^3.

Tamaño de los Pedazos:

Caracteriza el tamaño medio T_e o el tamaño máximo T_{max} de la concentraciones de partículas. Para cargas clasificadas se utiliza T_e y para cargas ordinarias se utiliza T_{max}.

El valor Te se determina:

$$Te = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \qquad [2.1]$$

Masa Volumétrica Mullida:

La masa volumétrica es la relación de la masa M (medida en toneladas) con respecto a la unidad de volumen V=1 m^3. El valor de la masa volumétrica se obtiene pesando 1 m^3 del material. Existen variantes para determinar la masa volumétrica, entre ellas está la masa volumétrica mullida que se mide cuando el material ha sido removido del macizo y sujeto a la preparación mecánica. El material mullido homogeneizado debe cumplir requisitos tecnológicos establecidos. La relación entre la masa volumétrica compacta

(MVC) y la masa volumétrica mullida (MVM) se conoce como coeficiente de esponjamiento.

En el comportamiento de la masa volumétrica tienen gran influencia:

- La composición mineralógica del material.
- La composición granulométrica (cuando los fragmentos son mayores, el espacio entre ellos aumenta y por tanto disminuye γ).
- La forma de los pedazos (cuando los pedazos tienen formas que definen el aumento del espacio entre ellos, entonces γ disminuye).
- La humedad del mineral ya que cuando aumenta esta última también aumenta γ

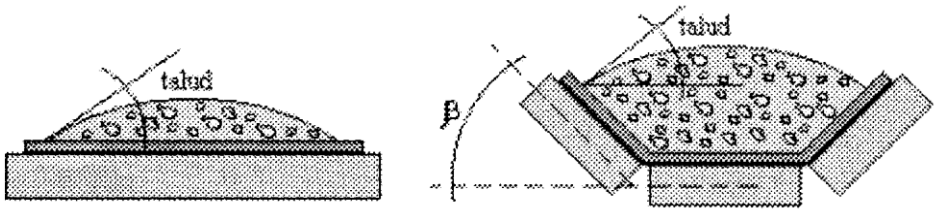
El ángulo de reposo estático, caracteriza el grado de intermovilidad de las partículas que conforman al material (Shubin y Pedre, 1986; Oriol y Aguilar, 1995) o sea, el grado de fluidez del material. Es el ángulo que la superficie lateral de la carga forma con el plano horizontal cuando dicho material es depositado sobre una superficie plana.

La magnitud del ángulo de reposo estático φ o dinámico φ_d dependerá de las fuerzas de adherencia entre las distintas partículas que conforman al material y de las fuerzas de rozamiento que surgen durante el desplazamiento relativo de las partículas que lo conforman.

Según (Ricaurte ,2009), el ángulo de reposo puede ser medido de dos formas:

- Tomando como lados la base del material y la línea que une el punto más alto de la carga (a este ángulo se le denomina ángulo de reposo maximal φ_m.
- Tomando como lados la base del material y la línea tangente a la superficie en la dirección del punto más alto de la carga (a este ángulo se le denomina ángulo de reposo tangencial φ_t.

Este ángulo se forma cuando una carga a granel se deja caer libremente formando una pila sobre una superficie horizontal, la superficie lateral se distribuye formando un ángulo (φ) con la horizontal. Este ángulo depende de la movilidad entre las partículas. El ángulo de reposo estático disminuye mientras mayor sea la movilidad, esta movilidad depende de la fuerza de cohesión y del coeficiente de fricción que a su vez depende de la humedad, temperatura, y de su granulometría.



En el trabajo que nos ocupa y considerando todo lo anteriormente planteado tenemos que:

($\varphi = 30^0$).

Coeficiente de deslizamiento.

Se determina como función del ángulo de deslizamiento β que coincide con el ángulo de la banda con respecto a la horizontal. El valor del coeficiente de deslizamiento expresa que parte del material no se desliza longitudinalmente en la banda en los tramos inclinados; su valor está entre 0 (todo el material se desliza) y 1 (no se desliza ninguna parte del material). El perfil del transportador analizado no presenta tramos inclinados.

2.2.1. Comprobación de la posibilidad de transportación.

Debe cumplirse que βmax. > βmayor,

$$\beta_{\max} = \left[arc\,tg\ \mu_g\right] - (7\ a\ 10^0) \qquad [2.2]$$

Donde;

$\beta_{\max}$: mayor ángulo de inclinación a lo largo de la traza; grados

μ_g : coeficiente de fricción entre el material y la banda.

2.2.2. Selección del tipo de rodillos superiores.

Si la capacidad en m^3/hora es menor que 25 se tomarán rodillos planos para la rama superior; si sobrepasa este valor se recomienda emplear rodillos acanalados en dicha rama. En la rama inferior se emplearán siempre rodillos planos.

La capacidad volumétrica puede ser calculada como la capacidad en toneladas métricas por hora dividida por la densidad del material.

$$Q_v = \frac{Q}{\rho} \qquad [2.3]$$

En el caso que nos ocupa se seleccionaron rodillos acanalados en la rama superior, esto dado que la capacidad volumétrica asciende hasta las $Q = 800t/m^3$.

2.2.3. Determinación del ancho de banda necesario.

Para rodillos planos tenemos que:

$$B \geq \sqrt{\frac{Q}{576 \cdot C_1 \cdot \rho \tan g(0{,}35 \cdot \varphi)}} \qquad [2.4]$$

Para rodillos acanalados o en artesa tenemos que:

$$B \geq \sqrt{\frac{Q}{160 \cdot V \cdot \rho \left[3{,}6 \cdot C_1 \cdot tg\left(0{,}35 \cdot \varphi\right) + 1\right]}} \qquad [2.5]$$

Donde;

Q: capacidad en tm/hora.

V: velocidad de transportación en m/s.

En la tabla 5.14 pág. 140 del (Oriol y Aguilar, 1995), se dan recomendaciones de la velocidad para distintos materiales, para lo que hay que asumir un ancho de banda. Siempre que sea posible se debe escoger el ancho de banda más estrecho para la máxima velocidad recomendada., que será a su vez, la velocidad más económica de funcionamiento.

C_1: factor de disminución de capacidad por inclinación del transportador que aparece en la tabla 5.13, pág. 138 del (Oriol y Aguilar, 1995).

φ : ángulo de talud estático que fue determinado anteriormente (en grados).

2.2.4. Comprobar la banda para los valores del tamaño representativo de partículas.

Esto sólo se hace para materiales en pedazos y se aplican las expresiones.

B > 2 . a' + 200 (mm) $\Rightarrow$ para materiales NO CLASIFICADOS.

B > 3,3 . a' 200 (mm) $\Rightarrow$ para materiales CLASIFICADOS.

2.2.5. Normalizar el valor del ancho de banda.

Se toma como referencia el mayor valor de los dos que se determinaron en los pasos 4 y 5, y seleccionando el valor superior más próximo de los que aparecen en la tabla 4.14, pag. 79 del(Oriol y Aguilar, 1995).

2.2.6. Recalcular la velocidad por las expresiones siguientes:

$$V = \frac{Q}{576.B^2.C_1.\rho.\ tg\ (0{,}35\varphi)} \qquad [2.6]$$

Para rodillos planos.

$$V = \frac{Q}{160\,B^2.\rho\,[3{,}6.C_1.tg\,(0{,}35\varphi + 1)]} \qquad [2.7]$$

Para rodillos acanalados.

2.2.7. Preselección de la banda.

En esta preselección pueden tomarse como base las bandas que existen en almacén o por catálogo, para un pedido. En cualquier caso, deben obtenerse como datos, los siguientes:

Coeficiente de Seguridad.

En las bandas transportadoras se consideran coeficientes de seguridad elevados, ya que deben tener en cuenta los esfuerzos adicionales en servicio, tales como la flexión en los tambores, las irregularidades de reparto de las tensiones sobre la carcasa, las irregularidades en la carga, sobretensiones de arranque, pérdida de resistencia en empalmes, impactos en la carga, envejecimiento de la banda, etc.

Lo normal es que el número de capas no sea superior a 5, por lo que en general se toman coeficientes del orden de 11 ó 12. Es preferible además, que el número de capas sea el menor posible, ya que con ello se consigue mayor flexibilidad de la banda y mejor acoplamiento de las capas durante el trabajo.

El coeficiente de seguridad depende también del tiempo en que la banda completa su recorrido, ya que de él dependen el número de flexiones en los tambores y los impactos de carga. En general, si no hay otros factores que puedan influir, puede disminuirse hasta en dos unidades, si el tiempo de recorrido es superior a 5 minutos. Para las bandas de carcasa metálica, el coeficiente de seguridad que se recomienda, debe ser igual o superior a 8. También en este caso, si el tiempo de recorrido es superior a 10 minutos, este coeficiente puede disminuirse en una unidad.

Material del tipo de revestimiento.

Cuando se tiene una banda físicamente, estos valores pueden ser sustituidos por la tensión de rotura en N.

$$S_{rot} = \frac{(K_t \cdot i \cdot B)}{K} \qquad [2.8]$$

Donde;

S_{rot}: tensión de rotura de la banda; N

B: ancho de banda; cm

En algunos catálogos se brinda la resistencia a la rotura pero en kg/cm de ancho de banda y en ese caso se refiere a una banda con número de hilos o capas determinados, en este caso no se emplea el valor del número de capas (i) en los cálculos.

2.2.8. Determinación de los pesos lineales.

De la carga.

$$q_c = \frac{Q \cdot g}{3{,}6 \cdot V} \qquad [2.9]$$

Donde:

q: peso lineal de la carga; N/m

Q: capacidad; tm/h

V: velocidad real; m/s

De la banda.

q_b: peso lineal de la banda en N/m, si el catálogo brinda el peso por metro cuadrado de banda se multiplicará el valor del catálogo por el ancho de banda en metros.

De los rodillos superiores.

$$q_{rs} = \frac{G_{rs}}{L_{rs}} \text{ en N/m} \qquad [2.10]$$

Donde;

q_{rs}: peso de los rodillos supriores; N/m

G_{rs}: peso de una estación de rodillos en N, que puede ser localizado en la tabla 5.3, pág. 107del(Oriol y Aguilar, 1995), para ello se necesita la clasificación del material en ligero, medio o pesado de acuerdo con su peso específico.

L_{rs}: distancia entre dos estaciones de rodillos contiguas en metros, que puede buscarse por la tabla 5.4 pág. 108 del (Oriol y Aguilar, 1995).

De los rodillos inferiores.

$$q_{ri} = \frac{G_{ri}}{L_{ri}} \qquad [2.11]$$

Donde;

q_{ri}: peso de los rodillos inferiores; N/m

L_{ri}: distancia entre dos estaciones de rodillos de apoyo en la rama inferior; m. Puede tomarse el doble de lrs.

G_{ri}: peso de una estación de rodillos en la rama inferior cuya referencia puede localizarse por la tabla 5.3 pág. 107 (Oriol y Aguilar, 1995). Siempre rodillos planos.

2.2.9. Determinación de las resistencias.

Para determinar la resistencia o la marcha del transportador tenemos que:

a) Para las resistencias distribuidas

$$\Delta S_{i\ a\ i+1} = (\sum q_{desc} + q_f)\, L \cdot W' \cdot \cos\beta \pm q_{desc} \cdot \cdot L \cdot sen\beta \qquad [2.12]$$

Donde;

ΔS: diferencia de tensiones entre los puntos inicial y final de un tramo recto; N

$\sum q_{desc}$: sumatoria de los pesos por unidad de longitud de los elementos que se desplazan a lo largo del tramo. En la rama inferior será la banda y en la rama superior será la banda más la carga.

q_f: peso de las partes fijas (que no se desplazan) en el transportador y que influyen en el aumento de las tensiones. Este será el peso por unidad de longitud de los rodillos en cada rama.

L: longitud del tramo; m.

β: ángulo de inclinación del tramo en grados.

W': factor de resistencia al movimiento, el cual aparece en la tabla 5.15 pag.143 del (Oriol y Aguilar, 1995),depende de las condiciones ambientales y del tipo de rodillos de apoyo.

El signo (+) se utiliza cuando el movimiento es ascendente y el signo (-) cuando el movimiento es descendente.

En el transportador analizado (ver anexo XIV; perfil del transportador) considerando en este caso el tramo 1-2 (rama descargada) tenemos que:

$$\Delta S_{1a2} = (q_b + q_{ri})\, L \cdot W' \qquad [2.13]$$

$W' = 0{,}035$; para rodillos planos

Para el tramo 3-4 (la resistencia en este tramo coincide con la resistencia en la tolva de carga) tenemos que:

b) Concentradas en la tolva de carga.

En la tolva de carga, y considerando que la velocidad inicial a lo largo del transportador es nula, tenemos:

$$\Delta S_C = \frac{C_C . Q\ (V - V_0)}{3{,}6} \qquad [2.14]$$

Donde;

C_C: coeficiente que toma en cuenta la fricción de la banda con el sello de la tolva. Puede tomarse $C_c = 1{,}4$

V: velocidad real del transportador; m/s

V_0: componente de la velocidad del material sobre la línea de transportación; m/s

Para el tramo 4-5 (rama descargada) tenemos que:

$$\Delta S_{4a5} = (q_b + q_c + q_{rs})\, L \cdot W' \qquad [2.15]$$

$W' = 0{,}040$; considerando rodillos acanalados.

2.2.10. Distribución de tensiones.

Para realizar esta distribución se desarrollan los siguientes pasos:

a) Se numeran los puntos desde 1 hasta n (1 a la salida, y n a la entrada de la tambora motriz). Ver anexo15; perfil del transportador.

b) Se expresa S1 como un valor desconocido.

c) Se establece un sistema de ecuaciones que relaciona a S_2 con S_1 a través de las resistencias distribuidas o concentradas que existan entre ellos y así para todos los puntos hasta llegar a S_n. Este paso arrojará un total de n-1 ecuaciones.

A continuación relacionamos el análisis de las tensiones que intervienen en el transportador que en el trabajo se analiza. Ver anexo 15; perfil del transportador.

$S_1 = ?$

$$S_2 = S_1 + \Delta S_{1a2}$$

$$S_3 = S_2 \cdot K = (S_1 + \Delta S_{1a2}) \cdot K \,. \qquad [2.16]$$

$$S_4 = S_3 + K\Delta S_{3a4} = (S_1 + \Delta S_{1a2}) \cdot K + \Delta S_{3a4}$$

$$S_5 = S_4 + \Delta S_{4a5} = K \cdot S_1 + K \cdot \Delta S_{1a2} + \Delta S_{3a4} + \Delta S_{4a5}$$

La enésima ecuación también puede ser relacionada a partir de lo planteado en la teoría de Leonard Euler respecto a las tensiones a la entrada y a la salida en una tambora motriz; luego tenemos que:

$$S_5 = S_1 \cdot e^{\mu \cdot \alpha} \,. \qquad [2.17]$$

Donde;

S_n : tensión a la entrada de la tambora motriz; N.

S_1 : tensión a la salida de la tambora motriz; N.

μ : coeficiente de fricción entre la tambora y la banda.

α : ángulo de contacto entre la banda y la tambora; rad.

El valor de $e^{\mu \cdot \alpha}$ puede ser encontrado en la tabla 5.12 pág. 129 del (Oriol y Aguilar, 1995), y se denomina coeficiente de tracción.

d)Se comparan todos los valores de tensiones en la traza con el valor de 500 N, y si varios de ellos son menores, se tomará el menor de todos y se le asignará el valor de 500 N. A partir de allí se despejarán todos los demás valores recalculándolos en el sistema de ecuaciones establecido en el paso.

Comprobación del valor de tensión mínima en la rama cargada:

$$S_{\min .car\geq} 5 \cdot (q_c + q_b) \cdot L_{rs} \qquad [2.18]$$

Donde;

$S_{\min .car\geq}$: tensión mínima en la rama cargada; N.

Si no se cumple esta expresión se le asignará a la tensión mínima en la rama cargada el valor calculado a la derecha de la desigualdad y se recalcularán todos los demás

valores de tensiones despejándolos del sistema de ecuaciones establecido anteriormente.

Determinación de la capacidad de tiraje.

Debe cumplirse que:

$$S_n / S_i \geq e^{\mu \cdot \alpha} \qquad [2.19]$$

Todos los valores de esta ecuación y sus unidades respectivas han sido definidos anteriormente.

Si esta ecuación no se cumple, significa que el contacto entre la banda y la tambora no es capaz de trasmitir el torque necesario. En este caso se recomienda aumentar el coeficiente de fricción lo cual puede lograrse recubriendo la tambora con goma, o bien aumentando el ángulo de contacto mediante la colocación de tensores a la salida de la tambora motriz. En caso de transportadores muy largos a veces es necesario colocar dos tamboras motrices y dos motores.

2.2.11. Cálculo de la fuerza necesaria en el atesador.

a) Para atesadores de tornillo:

Como estos atesadores se montan siempre acoplados a la tambora de retorno, se aplicará la siguiente expresión:

$$W_t = \frac{S_i + S_{i+1}}{2} \qquad [2.20]$$

Donde;

W_t: fuerza axial que debe vencer el tornillo del atesador; N.

$S_i + S_{i+1}$: tensiones respectivas a la entrada y a la salida de la tambora de retorno; N.

Esta ecuación se ha dividido por 2 porque se coloca un tornillo a cada lado de la tambora.

b) Para atesadores de contrapeso y de contrapeso y carrito la ecuación es prácticamente similar a la anterior, pero no se divide por 2; W_t significa en este caso el peso que hay que colocar en el contrapeso y las tensiones se miden a la entrada y a la salida de la tambora donde va acoplado el contrapeso.

Las dimensiones para los distintos tipos de atesadores aparecen en la tabla 5.5 de la pág. 109, referida a la figura5.15 de la pág. 103(para el atesador de tornillo); 5.7 de la

pag 111, referida a la figura 5.17 de la pág. 107 (para el atesador de contrapeso) y la tabla 5.6 de la pág. 110, referida a la figura 107 (para el atesador de tipo colgante). Todas estas tablas y figuras se refieren al (Oriol y Aguilar, 1995).

2.2.12. Determinación del tiraje efectivo y la potencia.

El tiraje efectivo se produce por la diferencia entre las tensiones de entrada y salida de la banda en el tambor motriz, que dependen a su vez del coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor, en este caso se aplica siguiente expresión:

$$W_0 = S_n - S_1 \qquad [2.21]$$

Donde;

W_0: tiraje efectivo; N

$S_n y S_1$: tensiones respectivas a la entrada y a la salida de la tambora motriz.

La potencia de accionamiento, ha de traducirse en una fuerza de accionamiento sobre el tambor motriz.

Se determina por la siguiente expresión:

$$N = \frac{W_0 . V . k_S}{1000 \eta_t} \qquad [2.22]$$

Donde;

N: potencia a seleccionar en el motor; kW.

W_0: tiraje efectivo; N

$S_n y S_1$: velocidad de transportación; m/s.

K_s: factor de sobrecarga del motor. Este factor se recomienda tomar entre 1,2 y 2.

η_t: eficiencia general de la transmisión.

2.2.13. Seleccionar el motor.

El motor puede ser elegido entre los que se posee en el almacén o solicitarse por catálogo, pero siempre debe cumplir que su potencia sea igual o algo mayor que la calculada en el paso anterior. En cualquier caso se obtendrán los valores de N_s n_m y k_a que significan respectivamente el valor de la potencia de la chapa del motor, su velocidad angular en rev/min y el factor de arranque, que es la relación entre el torque de arranque y el torque nominal. Es recomendable seleccionar dos o tres motores que

cumplan la condición de potencia necesaria, pero que tengan velocidades angulares distintas.

Si en el transportador utilizamos un accionamiento de dos tambores, es necesario distribuir la potencia del accionamiento. Frecuentemente la potencia que corresponde al segundo tambor es dos veces menor que la que corresponde al primero. La potencia del motor seleccionada de un catalogo debe ser mayor que la potencia de cálculo. En un accionamiento de uno o dos tambores pueden ser utilizados unos cuantos motores. Es conveniente seleccionarlos a todos ellos de un mismo tipo, con el objetivo de unificarlos y facilitar su reparación, de acuerdo a sus características de explotación se hace la correcta selección del motor; si la potencia no es suficiente para accionar el transportador se hace otro cálculo comprobatorio igual.

2.2.14. Dimensiones de las tamboras.

Deben elegirse los diámetros adecuados de las tamboras motrices, de retorno y de desvío, si fuera necesario utilizar esta última. Como primera aproximación puede tomarse la siguiente recomendación:

$$D_t = k \cdot i \qquad [2.23]$$

Donde;

i : número de capas de la banda.

k : factor que depende del tipo de tambora y que aparece en la tabla 5.8, pág. 112 del(Oriol y Aguilar, 1995).Otras dimensiones para los distintos tipos de tamboras aparecen en la tabla 5.6, paginas. 110 y 111del (Oriol y Aguilar, 1995).

2.2.15. Selección de la transmisión.

La selección de la transmisión consiste en determinar la relación total de transmisión con vistas a su distribución en los distintos pasos de la misma para los futuros cálculos de diseño. Esta selección se divide en los siguientes pasos:

Determinación de la velocidad angular de la tambora motriz. Se determina por la expresión:

$$n_{tm} = \frac{60000 \cdot V}{\Pi \cdot d_{tm}} \qquad [2.24]$$

Donde;

n_{tm} : velocidad angular de la tambora motriz; rev/min

V : velocidad de transportación; m/s

d_{tm} : diámetro de la tambora motriz; mm.

a) Determinación de la relación total de transmisión **(**U_t**)**

La relación total de transmisión, como ya se ha expresado, sirve como elemento primario en el cálculo de proyección de la transmisión. Puede ser calculada por la expresión:

$$U_t = \frac{n_m}{n_{tm}} \qquad [2.25]$$

Donde;

n_m : velocidad del motor; rev./min

2.2.16. Comprobación de la resistencia de la banda.

Esta comprobación se desarrolla a través de la expresión:

$$i \geq \frac{k \cdot S_{\max}}{B \cdot S_{rot} \cdot k_u} \qquad [2.26]$$

Donde;

i : número de capas de hilo de la banda.

k : factor de seguridad que depende del número de capas y que aparece en la tabla 4.12, pág. 77 del (Oriol y Aguilar, 1995).

B : ancho de la banda; cm

S_{rot} : resistencia de la banda a la tracción en N/cm este valor aparece en los catálogos de las bandas. En algunos catálogos aparece la resistencia a la rotura en N/cm, en este caso tenemos que:

$S_{rot} = 0{,}001N/cm \cdot capa$

k_u : factor de resistencia de la unión que aparece en la tabla 4.13, pág. 78 del (Oriol y Aguilar, 1995).

En funcionamiento debe cumplirse que:

$$B \cdot S_{rot} \cdot k_u \geq k \cdot S_{\max} \qquad [2.27]$$

k_u : factor de seguridad debido al empalme

k : factor de seguridad que depende del número de capas y aparece en el (Oriol y Aguilar, 1995) , su valor oscila entre 98 100 $>$ 20 664 desde este punto de vista pudiera

considerarse que podía haberse tomado un material de los hilos menos resistente o un menor número de capas.

En el arranque debe cumplirse que:

$$\frac{B \cdot S_{rot} \cdot k_u}{S_{\max} + S_{din}} \geq 1{,}5 \qquad [2.28]$$

$$S_{din} = S_{imp} - W_0 \qquad [2.29]$$

$$S_{imp} = \frac{1000 \cdot k_a \cdot N_s \cdot k_m \cdot \eta_t}{V} \qquad [2.30]$$

2.2.17. Comprobación de la tambora motriz a la presión específica de la banda.

Como se produce una alta presión entre la banda y la tambora motriz para que el movimiento pueda ser trasmitido, es necesario comprobar que la tambora resiste esta presión. Debe cumplirse que:

$$D_{tm} \geq \frac{2\,W_0}{\mu \cdot p_{adm} \cdot B \cdot \alpha} \qquad [2.31]$$

Donde;

D_{tm}: diámetro de la tambora motriz; m.

W_0: tiraje efectivo; N.

μ: coeficiente de fricción entre la tambora y la banda. Este coeficiente aparece en la tabla 5.12, pág. 129 del (Oriol y Aguilar, 1995).

P_{edm}: presión admisible entre la banda y la tambora.

B: ancho de la banda; m.

α: ángulo de contacto entre la banda y la tambora; radianes.

2.2.18. Radios de curvatura en los cambios de dirección de la banda.

Para que la banda no sufra con cambios bruscos en su dirección se establecen radios de curvaturas en estos puntos. Estos radios de curvatura dependen de si los cambios de dirección son cóncavos o convexos, y se toma siempre como referencia la rama cargada.

a)Cambios de dirección convexos en la rama cargada. En este caso debe colocarse un banco de rodillos y se establece el radio de curvatura por la expresión:

$$R_{cx} \geq \frac{5 \cdot B}{1 - \frac{S_s}{S_{adm}}} \quad [2.32]$$

Donde;

R_{cx} : radio de curvatura en un cambio de dirección convexo en metros.

B : ancho de la banda; m.

S_s : tensión a la salida del banco de rodillos; N

S_{adm}: tensión admisible en la banda; N.

La tensión admisible puede ser calculada por la expresión:

$$S_{adm} = \frac{S_{rot} \cdot B}{k} \quad [2.33]$$

S_{rot} : resistencia a la rotura de la banda; N / cm

B : ancho de la banda; cm

K : factor de seguridad.

a) Cambios de dirección cóncavos. Aquí se produce el pandeo libre de la banda sin la necesidad de bancos de rodillos. En este caso el radio de curvatura puede ser calculado por la expresión:

$$R_{CV} = \frac{S_i \cdot k_a}{2 \cdot q_b} \quad [2.34]$$

Donde;

R_{cv} : radio de curvatura en el cambio de dirección cóncavo en metros.

S_i : tensión que está actuando en ese punto; N.

K_a :factor que depende del cambio de pendiente

2.2.Valores del coeficiente ka

Valores de ka	Cambio de pendiente
1	$\beta > 7°$
1,05	$8° \leq \beta \leq 15°$
1,1	$\beta > 15°$

2.3. Conclusiones del capítulo

- Quedo establecida la metodología de cálculo que considerando las características del mineral laterítico cubano, permite calcular los parámetros tecnológicos del transportador de bandas CO8.
- Los parámetros de cálculo establecidos para el transportador de bandas objeto de estudio, consideran de manera racional y rigurosa la influencia de las propiedades del mineral laterítico que se transporta.
- Se empleó una masa volumétrica de ($\gamma = 1.6 t/m^3$) superior a la establecida anteriormente en el cálculo del transportador CO8.

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1 Introducción

Una vez establecida la metodología de cálculo que relaciona los parámetros tecnológicos y de explotación del transportador objeto de estudio, se han obtenido así con pasos sucesivos los datos característicos correspondientes a los componentes del transportador, los cuales se resumen a continuación. Es necesario aclarar que una serie de valores referidos a varios de los parámetros antes mencionados son obtenidos del material titulado: Acoin S. L. Rodillos y componentes para el transporte por banda de material a granel. (RULLI RULMECA Spa. 1 Edición 2000).

Es por tanto el objetivo del presente capitulo hacer una valoración de los resultados obtenidos en el transportador de bandas CO8 y compararlos los ya instalados, para conocer las ventajas que proporciona hacer una correcta selección de la banda y la potencia de los motores.

3.2. Propiedades del mineral laterítico acarreado en la mina de la Empresa Comandante René Ramos Latour de Nicaro.

Las reservas de Ni y Co de cuba están asociadas a yacimientos de laterítas de donde se extraen dichos metales. Las lateritas cubanas son ricas en óxidos de hierro y serpentina, aunque también están presentes otros minerales en menor proporción, tales como óxidos de aluminio, cuarzo y espinelas cromíferas. Dentro de los óxidos de hierro, las fases mineralógicas más importantes son goetheita, magnetita y maghemita. La presencia de estas fases mineralógicas determinan en gran medida, la eficacia del comportamiento de las suspensiones en operaciones tecnológicas importantes de las fábricas donde se tratan, como son las plantas de sedimentación y lixiviación. Las suspensiones de mineral laterítico, constituyen sistemas polidispersos muy complejos con características coloidales y comportamientos geológicos variables, debido a la influencia de diferentes factores, cuyo peso cualitativo y cuantitativo todavía no esta del todo establecido por lo que requiere aun de investigaciones específicas.

Dentro de los datos iniciales empleados en el cálculo del transportador de bandas objeto de estudio tenemos que:

$$Q = 800t/h = 500m^3/h\ \gamma = 1{,}6t/m^3;\ \mu_g = 0{,}8;\ \varphi = 30^0 = 0{,}51rad \qquad [3.1]$$

3.3. Determinación de la capacidad de transporte y potencia de los motores.

En este punto es importante destacar que el cálculo de la capacidad de transportación y la potencia de accionamiento, así como el consumo de potencia en el eje se realizaron según lo establecido en el catalogo de Kauman S.A.

Capacidad de transportación:

Material: Mineral laterítico

Ángulo máximo de inclinación δ: 18^o (ver tabla 6 en anexo VI).

Ancho de la banda: $800mm$

Velocidad: $2.85m/s$

Montaje: Artesa 35^o

Ángulo de talud: 30^o (ver tabla 3 en anexo III).

Coeficiente de reducción de la capacidad de transporte para bandas inclinadas $K = 0.85$ (ver tabla 4 en anexo IV).

Capacidad teórica de transporte Qm: $254m^3/h$ (ver tabla 1 en anexo I).

Corrección talud: $K_{Corr.} = 0{,}84$ (ver tabla 2 en anexo II).

$$Q_p = Q_m.K_{Corr.}.V \qquad [3.2]$$

$254x0.84 = 213.36m^3/h$

$213x0.85x2.85 = 516.86m^3/h$

Porcentaje estimado por irregularidad de la carga = $2\%: 516.86x0.98 = 506.52m^3/h$.

Peso específico del níquel $\gamma: 1.60Tm/m^3$ (ver tabla 5 en anexo V).

Capacidad de transporte: $Qt = 506.52x1.60 = 810.43Tm/h$.

Se puede apreciar que con una banda de $800mm$ es posible transportar $810.43Ton/h$.

Potencia de accionamiento:

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

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

Siendo:

N_1: potencia necesaria para mover la banda vacía (kW).

f: coeficiente de rozamiento a la rodadura en los rodillos de apoyo (ver tabla 7 anexo VII).

C: coeficiente (ver tabla 8 anexo VIII).

L: longitud de transporte (m).

G_g: peso por metro de la banda (Kp/m) (ver tabla 9 anexo IX).

G_s: peso de las partes giratorias, rodillos superiores (Kp/m) (ver tabla10 y 11 anexo X y XI).

G_i: Id. Id, 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).

δ: ángulo de inclinación de la instalación (grados) .

Siendo :

N_2: potencia para vencer el rozamiento al movimiento de la carga (kW).

Q_t: capacidad real de transporte (Tm/h).

$$N_2 = \frac{C \times f \times L \times Qt \times \cos\delta}{270}$$

$$N_3 = \frac{Qt \times H}{270}$$

Donde:

N_3: potencia necesaria para elevar la carga (kW).

H: altura del transporte (incluida la del tripper, si lo hay) (m) (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: potencia necesaria para el tripper, etc. (ver tabla 12 anexo12).

Consumo de potencia en el motor:

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

Donde:

N_m: potencia total del motor (kW).

N_a: potencia total en el eje de accionamiento.

η: rendimiento del accionamiento motriz.

Procedimiento de cálculo para el transportador (CO8):

$$G_m = 2 \cdot G_g \cdot \cos\delta + G_s + G_i$$

$$G_m = 2 \cdot 8{,}5 \cdot 0{,}95 + 13 + 10 = 39{,}15$$

$$G_g = B(1{,}2 \cdot E + P_m)$$

$$G_g = 0{,}8(1{,}2 \cdot 17 + 10) = 24$$

Siendo:

B: ancho de la banda (m).

E: espesor total de los recubrimientos (mm).

P_m: peso por m^2 de los cables y goma intermedia (kp/m^2) (ver tabla 13 y 14 anexo XIII y XIV).

$$N_1 = \frac{C \times f \times L \times Gm \times V}{75} = \frac{1{,}05 \times 0{,}020 \times 1500 \times 68{,}6 \times 2{,}85}{75} = 82.11kW$$

$$N_2 = \frac{C \times f \times L \times Qt \times \cos\delta}{270} = \frac{1{,}05 \times 0{,}020 \times 1500 \times 810{,}43 \times 0{,}95}{270} = 89.82kW$$

$$N_3 = \frac{Qt \times H}{270} = \frac{810{,}43 \times (10)}{270} = 30.01kW$$

$$N_t = 2.70kW$$

$$N_a = N1 + N2 + N3 + NT$$

$$N_a = 82.11 + 89.82 + 30.01 + 2.70 = 204{,}64kW$$

$$N_m = \frac{Na}{\eta} = \frac{204.64}{0{,}85} = 240.75$$

Esta potencia se divide para utilizar dos motores, uno en cabeza y otro en la cola , que sería motores asincrónicos con las siguientes características técnicas:

Pn :120 kW, Un: 440V,Fn: 60 Hz,In: 185 A, CosØ:0.85, n:1185 rpm, Efic:0.95, Servicio:S1, IP:55, Cl:F, IMB3.

3.4. Elección de los rodillos.

La elección de los rodillos se realizó teniendo en cuenta el catálogo de (Rulli Rumelca).

Estación portante de tres rodillos con $\lambda = 35^0$. Rodillos de la serie tipo:

PSV/1 ϕ 108 mm de longitud $C = 323mm$ y un peso de 4,5 Kg.

Estación inferior con rodillo plano.

PSV/1 ϕ 108 mm de longitud $C = 958mm$ y un peso de 11,8 Kg.

Paso aconsejado de 1,35 (estaciones portantes).

Paso aconsejado de 3,0 (estaciones de retorno).

3.5. Preselección de la banda.

Teniendo en cuenta el catálogo de (Rulli Rumelca) se seleccionó una banda del tipo: 800 ST 1000 6/6 X.

Donde;

$\gamma_{rot} = 1000N/mm^2$; tensión de rotura de la banda.

$B = 800mm$; ancho de banda definido para el transportador de banda objeto de estudio.

$\delta_1 = \delta_2 = 6mm$; espesores de la cubierta superior e inferior respectivamente; mm.

$q_b = 17kg/m^2$; peso total de la banda .

ST; revestimiento con inserto metálico.

3.6. Calculo de la velocidad de transportación.

En el caso del transportador analizado y considerando que el mismo será destinado al transporte de mineral laterítico (en esta ocasión se consideran una dependencia en los tamaños de partículas de alrededor de los $^{170}/_{300}\,mm$) se seleccionó una velocidad de transportación $V = 2{,}85m/s$. Ver catálogo (Rulli Rumelca).

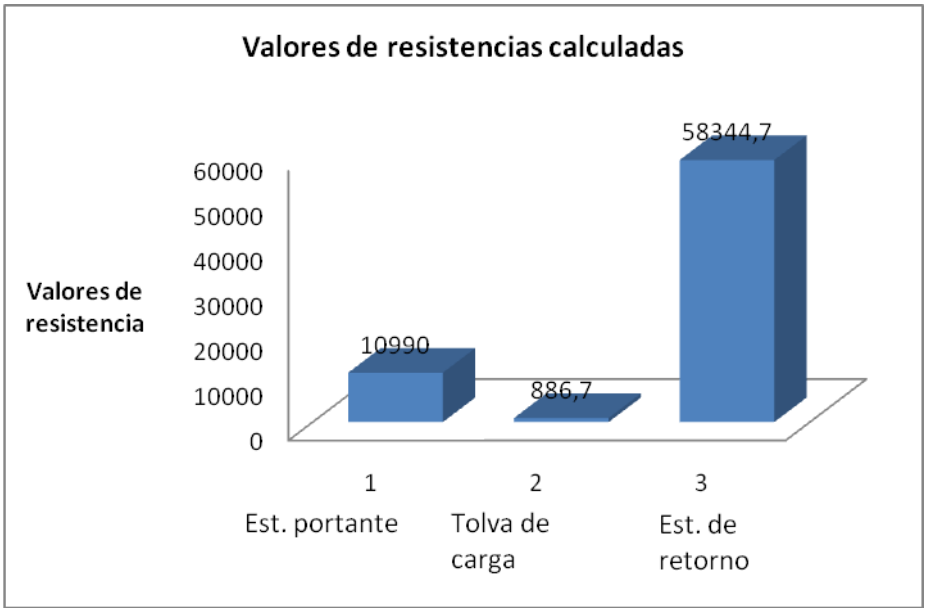
3.7. Determinación de los pesos lineales.

Hemos de referir que para el transportador analizado se consideró lo siguiente (los datos aquí referidos fueron tomados del catálogo de (Rulli Rumelca):

$G_{rs} = 44{,}1N$; $L_{rs} = 1200mm$

$G_{ri} = 115{,}64N$; $L_{ri} = 3000mm$

Figura 3.1. Valores de resistencia calculados en cada tramo del transportador.



Para el cálculo de las resistencias se consideró además:

$W' = 0{,}035$; considerando rodillos planos (estación de retorno)

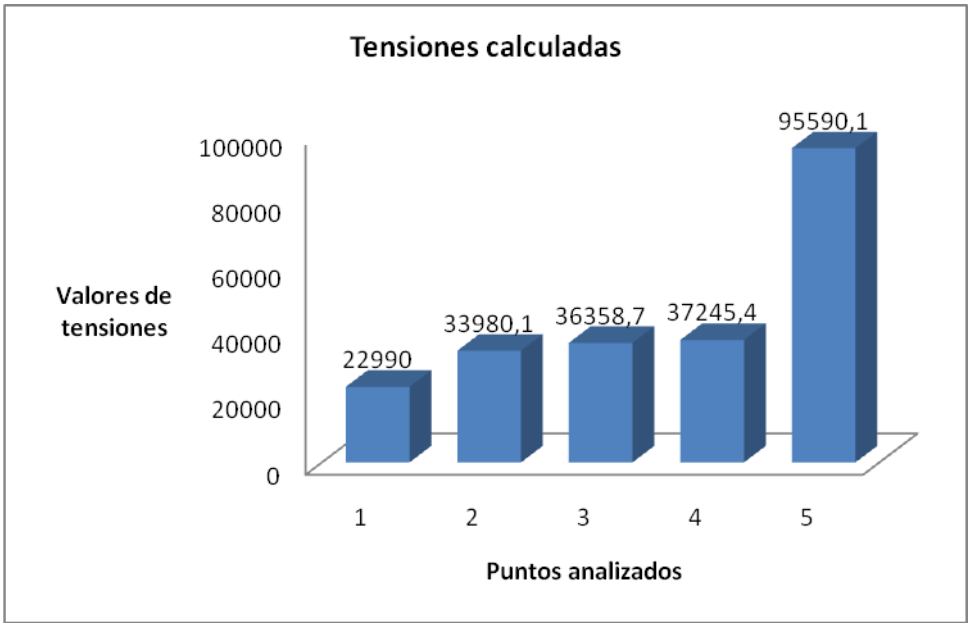
$W' = 0{,}040$; considerando rodillos acanalados (estación portante)

En este caso para los cálculos de las tensiones se consideró además:

$e^{\mu \cdot \alpha} = 4{,}17$

$\mu = 0{,}42$; $\alpha = 200^0$ (valores tomado según catálogo (Rulli Rumelca)

Figura 3.2. Valores de tensiones calculadas cada punto del transportador.



Destacar además que el valor de la tensión mínima en la rama cargada es mucho mayor que el valor establecido por la condición planteada en el punto 2.2.10 del capítulo II referido *a* la comprobación del valor de tensión mínima en la rama cargada.

$22990{,}1 \geq 5609{,}4$

Tabla 3.3. Comparación entre los principales parámetros calculados e instalados en el transportador objeto de estudio.

Parámetros del transportador	Instalados	Calculados
Productividad (t/h)	800	800
Longitud del transportador (m)	1500	1500
Velocidad de la correa (m/s)	2,50	2,85
Ancho de banda (mm)	1000	800
Densidad del mineral ρ (Tm/m³)	1,4	1,6

Numero de Capas	6,0	6,0
Factor de seguridad en función al No. de capas	10,0	10,0
Potencia del motor eléctrico (kW)	190	120
Relación de transmisión del reductor(kW)	28/1	28/1
Velocidad angular de la tambora motriz (r/min)	92.56	86,44

3.8. Selección del reductor.

Para seleccionar el reductor se tuvieron en cuenta las siguientes características

Dos unidades reductoras del tipo Kegel-striage PLC-40-R11 de ruedas cónicas rectas.

Transmisión de norma $i = 28$

Torque de salida $T_2 = 47630N \cdot m$

Momento nominal del reductor $T_N = 76000N \cdot m$

3.9. Comprobación de la resistencia de la banda.

Para el caso analizado y considerando que:

$K = 8$; $S_{rot} = 0{,}001N/cm.capa$; $k_a = 1{,}25$; $S_{din} = 42071{,}7N$

$K_u = 0{,}8$; considerando un vulcanizado en caliente.

$K_m = 1{,}3$; considerando acoplamientos flexibles.

Se puedo por tanto comprobar que la banda resiste tanto al arranque así en también en funcionamiento.

$i \geq 0{,}35$

3.10. Determinación de los gastos de energía eléctrica durante la transportación.

En este punto se realiza una comparación entre la potencia instalada y la calculada para conocer los gastos de energía para un año de trabajo.

$$A_E = \frac{\sum N \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot T}{\eta_L} \quad ; \text{ USD/año}$$

Donde:

$\sum N$: sumatoria de potencia del transportador; kW.

K_1: coeficiente que considera el grado de utilización de la potencia nominal.

$K_1 = 0{,}75 a 0{,}85$

K_2: coeficiente que considera el grado de utilización de la jornada laboral.

$K_2 = 0{,}7 a 0{,}8$; para los transportadores que laboran en los frentes de trabajo, cerca de las excavadoras y dispositivos de homogenización.

$K_2 = 0{,}85 a 0{,}95$; para transportadores magistrales.

η_L: coeficiente que considera las pérdidas en la línea de transmisión.

$\eta_L = 0{,}9 a 0{,}95$

T: tiempo de trabajo del transportador por jornada (día); h.

$T = 7560h$; para un año de trabajo del transportador.

Para la instalada.

$$A_E = \frac{380 \cdot 0.80 \cdot 0.8 \cdot 7560}{0.95}$$

$A_E = 1935360 USD/año$ con dos motores de $190kw$ (instalados)

Para el caso que se analiza.

$$A_E = \frac{240 \cdot 0.80 \cdot 0.8 \cdot 7560}{0.95}$$

$A_E = 1222332.63 USD/año$; con dos motores de $120kw$ (actual)

$1935360 - 1222332.63 = 713027.37 Usd/año.$

3.11. Determinación de las pérdidas por concepto de subutilización de la potencia Instalada.

Con el aumento de las pérdidas no sólo disminuye el rendimiento, sino también empeora el factor de potencia. Acercando la potencia y el rendimiento propio del motor (Sierra, 1987) a la carga real que demanda la instalación, este mejora notablemente.

El factor de potencia promedio medido directamente en la planta actualmente es de 0,84.

Las pérdidas se determinan por:

$$Np = \left(1 - \frac{Cos\varphi 1}{Cos\varphi 2}\right); \text{ Kw}$$

Donde;

$Cos\varphi 1$: factor de potencia medido.

$Cos\varphi 2$:factor de potencia nominal.

Nn : potencia nominal en Kw

Tabla 3.4. Pérdidas por concepto de subutilización de la potencia Instalada.

Procedencia	Potencia kW	Factor de potencia Nominal	Productividad T/h	Perdidas kW
Potencia de calculo Para B= 800	240	0.90	800	21.16
Potencia nominal	380	0.90	800	25.33

Debemos considerar que cuando se utilice el transportador con la potencia real obtenida las pérdidas disminuyen.

3.12. Determinación del costo por concepto de banda.

$C_b = L_b \cdot S_b$; Usd

Donde:

L_b: longitud total de la banda; m

S_b: costo de 1 m de banda.

$L_b = 2 \cdot \left(\sum \left(Li \cdot \cos \beta_i\right)\right) + 2 \cdot \pi \cdot D + 2 \cdot L_t$

L_i: longitud total horizontal del transportador; m

D: diámetro de la tambora motriz; m

L_t: altura del contrapeso de tensión; m

Tabla 3.5. Costos por la elección de la banda

Banda	1000 mm	800 mm
Costo de Banda	187500 CUC	172500 CUC

El ahorro por concepto de utilizar una banda más racional de 800mm

$187500 - 172500 = 150000$ Usd.

Costo del m de banda

$1000mm = 125Usd/m$

$800mm = 115Usd/m$

De lo planteado anteriormente podemos comparar los costos de ambas bandas y llegar a la conclusión de la importancia de la correcta elección de los parámetros tecnológicos del transportador de bandas para la valoración económica.

Tabla 3.6. Resultados por la aplicación de los modelos.

Método de calculo	Potencia (kW)	Ancho B (mm)	Productividad (ton/h)	Tamaño Inversión en (pesos)	Gasto anual energía (kw)
Actual	380	1000	800	3 897 722.54	2 407 680.00
Nuevo	240	800	800	3 343 960.65	2 116 224.60
				553761,89	**291455,4**

3.13. Valoración ambiental

En esta instalación de Pinares de Mayarí existen una serie de equipos de extracción minera y agregados industriales que de una forma u otra contaminan el medio en que vivimos, el desprendimiento de calor, polvo, ruidos, aceites, combustibles y otros agentes son perjudiciales para la naturaleza.

Todos los métodos de extracción minera producen algún grado de alteración de la superficie y los estratos subyacentes, así como los acuíferos. Los impactos de la exploración y pre desarrollo, usualmente, son de corta duración e incluyen:

• Alteración superficial causada por los caminos de acceso, hoyos y fosas de prueba, y preparación del sitio.

• Polvo atmosférico proveniente del tráfico, perforación, excavación, y desbroce del sitio.

• Ruido y emisiones de la operación de los equipos diesel.

• Alteración del suelo y la vegetación, ríos, drenajes, recursos culturales o históricos, y acuíferos de agua freática.

Las preocupaciones ambientales incluyen la alteración del suelo, vegetación y ríos locales durante la preparación del sitio; contaminación atmosférica proveniente de la

separación, concentración y procesamiento (polvo fugitivo y emisiones de la chimenea); ruido del transporte, transferencia, trituración y molienda del mineral; contaminación de las aguas superficiales por los derrames de los molinos y plantas de lavado; contaminación de las aguas freáticas debido a las fugas de las pilas de relaves y piscinas de lama; contaminación de los suelos, vegetación y aguas superficiales locales debido a la erosión eólica e hídrica de las pilas de desechos; eliminación de los desechos; impactos visuales; y conflictos en cuanto al uso de la tierra.

A menudo, las plantas de procesamiento de las regiones montañosas tienen dificultades para encontrar las áreas adecuadas para represar los relaves del concentrador, y por consiguiente, descargan estos finos inertes a los ríos torrentosos. Aguas abajo, se asientan estos materiales en las curvas del río, canales anchos, planicies de inundación y aguas costaneras de poca profundidad. Perjudicando a los organismos acuáticos, y pueden causar además represamientos e inundaciones en las comunidades que se encuentran aguas abajo.

Inhalación de polvo

En ocasiones los materiales transportados tienen un alto contenido de polvo, por lo que, tanto en la zona de recepción como en la de vertido, esto es, cuando el material “está en el aire”, se producen fuertes emisiones de polvo que pasan al ambiente, Igualmente ocurre durante el recorrido de la cinta, si está expuesta a la acción del viento.

3.14. Conclusiones del capitulo.

- El ahorro por concepto de utilizar una banda más racional B= 800 mm en vez de una banda de 1000 mm es de 172500 Usd.
- Los gastos de energía como consecuencia de emplear N =190kW en lugar de N= 120kW ascienden a 1935360 Usd/año.
- Las perdidas por concepto de subutilización de los accionamientos son de 26.99 CUC/h.

Conclusiones generales

- Los cálculos demuestran que los transportadores instalados en la mina de pinares de mayarí tienen un ancho de banda superior, (1000mm) al real necesario que es de (800mm).
- El cambio de la Banda de 1000 mm por una banda de 800mm implicaría un ahorro de 15000 CUC
- Si no se toman todas las medidas, la instalación de este transportador de bandas evidentemente tendría un impacto negativo en lo que se refiere al medio ambiente.

Recomendaciones

- En las nuevas inversiones variar los parámetros tecnológicos de los transportadores de banda teniendo en cuenta los resultados obtenidos, en especial el ancho de banda y la potencia eléctrica, para lograr mayor eficiencia energética.
- Utilizar este documento como consulta para posteriores trabajos que se realicen en la entidad.
- Proponer un mantenimiento periódico a los transportadores para evitar posibles averías.
- Recalcular todos los parámetros de los transportadores de banda en la empresa Comandante René Ramos Latour para que no existan tantas dificultades a la hora de cambiar un dispositivo del mismo.

Bibliografia.

1. ABRAHAMSEN F. *Energy optimal control of induction motor drives*. Doctoral thesis. Aalborg, Denmark. February 2000. pp 224.
2. AGUILAR PARÉS FRANCISCO. Monografía Máquinas de Transporte Continuo. *CUJAE.* Habana. Cuba. 2002
3. ACOIN S. L. *Rodillos y componentes para el transporte por banda de material a granel*. RULLI RULMECA SpA. 1 Edición 2000. Certificado por DNV. ISO 9001. Pag 293.
4. AMMERAAL BELTECH HOLDING *B.V*. Innovation & Service in Belting. Calculation Guidelines. info@ammeraalbeltech.com, www.ammeraalbeltech.com
5. ALONZO DANIEL. Transportadores Convencionales. www.geocites .com/ingenieriadlplata. Mayo 2002.
6. ÁLVAREZ B. M, GÓMEZ M.A, GUERRA H. A, LAU F. R. *Matemática Numérica.* Editorial Félix Varela. La Habana. Habana. Cuba. 2002.
7. ÁLVAREZ B. M, GÓMEZ M.A, GUERRA H. A, LAU F. R. *Matemática Numérica.* Editorial Félix Varela. La Habana. Habana. Cuba. 1998.
8. ANDREIEV, S. E.; V. A. PEROV; V. V. ZVERIEVICH. *Trituración, desmenuzamiento y cribado de los minerales.* Editorial Mir, Moscú, 1980.
9. ANTONIAK PROF. ZW. DR JERZY. *Theoretical basis and industrial applications of energy – saving and increased durability belt conveyors*. Acta Montanistica Slovaca Rocník 8 (2003), císlo 2-3. , Politechnika Slaska, Gliwice – Polsko.
10. ANTONIAK PROF. ZW. DR JERZY. *Resistances to the motion in mining belt conveyors.* Acta Montanistica Slovaca Rocník 6, 2001, 2, 150-157. Politechnika Śląska, Gliwice – Polsko
11. ARZOLA RUIZ JOSÉ. *Sistemas de Ingeniería*. Editorial Félix Varela. La Habana. Cuba. 2000. 482 p.
12. BEER FERDINAND P. *Mecánica Vectorial Para Ingenieros*. Ciencia y Técnica. Instituto del Libro. La Habana, 1970.
13. BRADLEY ALLEN. *Application Profile Conveyors Belt Solutions*. Bulk Solids Handling. Septiembre (2000).
14. CAMACHO BRAUSENDORFF, F. J. *Diseño de un sistema de transportación de bagazo de caña de azúcar mediante transportadores de banda para una planta de cogeneración de energía*. 8° Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Cusco, 23 al 25 de octubre de 2007.

15. CASTRO J, GAMBOA P *J. Valoración de la utilización del sistema de Transportadores.* Yamaniguey. I S M M, Fac. Electromecánica. Trabajo de Diploma, 199*0.*
16. CASTRO DIAZ-BALART FIDEL*. Ciencia, Tecnología y Sociedad.* Editora Científico-Técnica. La Habana, 2003.
17. CÁTEDRA MÁQUINAS DE TRANSPORTE MINERO. Complejo y máquinas de Transporte. IML; Leningrado, 1985. 125 p.
18. CEPRONIQUEL (Centro de Proyecto de Grupo Empresarial Cubaníquel). *Estudio de factibilidad. Beneficio, Secado y Homogeneización* de mineral para la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara. Moa, Holguín, Cuba, 2004.
19. CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association). *Belt Conveyors for Bulk Materials*. Preparado para la conferencia de la CEMA.BELT BOOK SIXTH EDITION. United States. 1999. 770 p.
20. CEMA Conveyor Equipment Manufacturers Association. Belt Conveyors for Bulk Materials. Fifth Edition 1997, United States.
21. CHANG-CARDONA A R, ARCE-MOLINA J, TOIRAC-SUÁREZ M M. *Modelos multivariables para predecir el extractable de níquel por la composición mineralógica de la mena tecnológica en el proceso Carón*. ISSN 0258 5979 Minería y Geología v. 21 n. 1 , 2005
22. CHANG-CARDONA A R , ARCE-MOLINA J, TOIRAC-SUÁREZ M M. *Modelos multivariables para predecir el extractable de níquel por la composición química de la mena tecnológica en el proceso Carón*. ISSN 0258 5979 Minería y Geología v. 22 n. 2, 2006
23. COBAS CARABALLO F. Simulación del control Vectorial y Escalar en una estera transportadora. Tesis de Maestría. Universidad de Oriente, Cuba, 2004.
24. COBAS CARABALLO F, ANGULO AGUILERA M , DOMÍNGUEZ CARDOSA A. *Control de velocidad de mecanismos transportadores de c*aña. Electrical Engineering.2006
25. CONSTAIN, P. LIN. *"Interrelación del equipamiento minero y de transporte en las canteras*". Filial de Ural de la Academia de Ciencias de la URSS. Svedlov, 1982.
26. CREME G W., NOA P B. *Determinación del Material Transportado a Partir de la Potencia. I S M M*. Fac. Electromecánica, 1991.
27. DAVID RAYMOND. *Rockets and Conveyor Belts. 2006*. Consultado 5 de Agosto de 2008. http://www.physics.nmt.edu/~raymond/classes/ph13xbook/node108.html .
28. DHAL B. B. AND PAL M. C. *Stresses and deformations of a power pulley shell with exponential belt tensions and variable thickness*. Computers & Structures. Volume 39, Issue 5, 1991, Pages 425-430. Department of Mathematics, R.E.

College, Durgapur 9, India Received 8 March 1990. Available online 14 February 2003

29. DIAKOV V A. Máquinas de transporte en la minería a cielo abierto. Ed. Niedra. Moscú,1996
30. Dunlop Conveyor Belt Design Manual. 24/05/2004
31. ECECG (Empresa Comandante Ernesto Che Guevara). *Plan de Minería.* Unidad Básica Minera. 2001 hasta 2006.
32. ESTENOZ S, PÉREZ N*. Procedimiento de homogeneización y secado solar de materiales a granel e instalación requerida.* Solicitud de Invención cubana No 208, OCPI. La Habana, 2001.
33. ESTENOZ MEJÍAS, SEVERO; PÉREZ MELO, NIURKA; RONDÓN MEDINA, EULALIA. *Influencia de la homogeneización del mineral Laterítico en la hidrometalurgia con lixiviación ácida*, Moa, Holguín, Cuba, 2003.
34. FADDIEV BORISV. *Transportadores de banda en las canteras de minerales metálicos.* Ed. Niedra. Moscú, 1972. 387 p.
35. FALKENBERG AND S., OVERMEYER L. Doping of Conveyor Belt Materials with Nanostructured Fillers to Adapt Innovative Performance Characteristics. World Academy of Science, Engineering and Technology 53 2009. web-page: www.ita.uni-hannover.de y www.waset.org/journals/waset/v53/v53-164.pdf
36. FMC Corporation, Conveyor Equipment Division. Catálogo: Link- Belt. Belt Conveyor Idlers. P.O. Box 1370, Tupelo, Mississippi 38802. Copyright 1990. CED 12ª59020 Printed in USA.
37. FUNKE, H. ET AL. *Design and Operating Performance of a Long-distance Belt Conveyor System with Horizontal Curves and Simultaneous Material Transport in the Upper and Lower Strands*, Part 2. Cement-Lime-Gypsum International, Volume 52, Number 12. 1999.
38. GABAY, A; ZEMP J. *Máquinas para obras,* Primera reimpresión, Edición Revolucionaria, 1979.
39. GAGO ALONSO ANDRÉS. *Detección automática de isolíneas en R^2, utilizando redes triangulares.* Universidad de las Ciencias Informáticas. La Habana, Cuba. 29 de mayo de 2006
40. JOSE M ORIOL GUERRA Y FRANCISCO AQUILAR PERES. *Máquinas de transporte continuo. Editorial pueblo y educación,1995.*

Anexo I

TABLA 1.CAPACIDAD TEORICA DE TRANSPORTE Qm en M^3/h para V= 1m/s(talud 20^o)

ANCHO DE BANDA (mm)	MONTAJE PLANO	MONTAGE DE LA ARTESA				
		20^0	**25^0**	**30^0**	**35^0**	**45^0**
400	23	41	45	49	52	56
500	38	70	77	83	88	96
650	69	120	141	152	162	175
800	108	200	221	239	**254**	275
1000	173	327	360	390	414	447
1200	255	478	528	571	607	656
1400	351	665	734	794	843	910
1600	464	833	916	990	1053	1144
1800	592	1076	1185	1280	1362	1478
2000	735	1347	1484	1604	1706	1850
2200	893	1654	1823	1970	2095	2270
2400	1070	1986	2189	2367	2516	2724
2600	1260	2354	2595	2806	2982	3227
2800	1465	2740	3022	3267	3472	3759

Anexo II

TABLA 2.COEFICIENTE DE CONVERCIÓN DE LA CAPACIDAD DE CARGA SEGÚN EL ANGULO DEL TALUD.

TIPO DE MONTAJE	**TALUD 10^0**	**TALUD 30^0**
PLANO	0,5	1,5
ARTESA 20^0	77	1,24
ARTESA 25^0	0,79	1,21
ARTESA 30^0	0,82	1,19
ARTESA 35^0	0,84	1,17
ARTESA 45	0,87	1,14

Anexo III

TABLA 3.ANGULOS DEL TALUD

ANGULO DEL TALUD (grados)	**TIPO DE MATERIAL**
10^0	MATERIALES FINOS, EN ESTADO SECOS
20^0	MATERIALES DE TAMAÑO MEDIO TRANSPORTADOS EN CONDICIONES NORMALES(CASO MAS GENERAL)
30^0	MATERIALES DE TAMAÑO RELATIVAMENTE GRANDE EN CONDICIONES DE CARGA FAVORABLES POR SU UNIFORMIDAD DE REPARTO SOBRE LA BANDA Y EL CAUDAL

ANEXO IV
TABLA 4 . COEFICIENTE DE K.

ANGULO DE INCLINACIÓN (Grados)	VALORES 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

Anexo V

TABLA 5.PESO ESPECÍFICO APARENTE DE ALGUNOS MATERIALES

Material	γ (Tm/m^3)
Mineral de níquel	1,60

Anexo VI
TABLA 6.ANGULO MÁXIMO DE INCLINACIÓN δ

Material	δ (grados)
Mineral de níquel, más de 100 mm	18

Anexo VII
TABLA 7.COEFICIENTE DE FRICCIÓN DE LOS RODILLOS

TIPO DE COJINETE	ESTADO	VALOR DE f
RODAMIENTOS	Favorable normal desfavorable	0,018 1,02 0,023 hasta 0,030
FRICCIÓN		0,050

Anexo VIII

TABLA 8.VALORES DEL COEFICIENTE C

L (m)	**3**	**4**	**5**	**6**	**8**	**10**	**12,5**	**16**	**20**	**25**	**32**	**40**	**50**
C	9	7,6	5,6	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**	**1000**
C	2	1,85	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,05	1,05

Anexo IX

TABLA 9.PESO POR METRO ORIENTATIVO (Gg) EN BANDAS DE ALMA TEXTIL (Kp/m)

ANCHO DE BANDA (mm)	**PESO/METRO Kp/m**	**ESPESOR TOTAL (mm)**
400 500 650	4 5 6,5	8
800	8,5	8,5
1000 1200 1400	13 15,5 18	11
1600	25	13
1800 2000	30 33	14

Anexo X

TABLA 10.PESOS ORIENTATIVOS DE LAS PARTES GIRATORIAS DE LOS RODILLOS(kP)

Ancho (mm)	**63,5**		**89**		**108**		**133**		**159**	
	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				
1000			8,4	10,2	11,8	14,8	16,6	20,6		
1200					14	17	19,8	23,8	28,6	35,2

AnexoXI

TABLA 11.DISTANCIA ENTRE LOS RODILLOS DE APOLLO EN LADOS DE TRANSPORTE Y RETORNO

ANCHO DE BANDA (mm)	DISTANCIA ENTRE RODILLOS DE TRANSPORTE EN (m)		DISTANCIA ENTRE RODILLOS DE RETORNO (m)
	α ≤ 0,6	α ≥ 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
1000	1,00	1,00	3,00
1200	1,00	1,00	3,00

Anexo XII

TABLA12.POTENCIA ADSORVIDA POR EL TRIPPER(Nt en CV)

ANCHO DE BANDA (mm)	TRIPPER FIJO	TRIPPER MOVIL
Hasta 650	1,00	1,70
de 650 a 800	1,70	2,70
de 1000 a 1200	2,90	4,30
de 1400 a 1600	4,70	6,80

Anexo XIII

TABLA 13.PESO POR m^2 DE CADA LONA (Kp/m^2)

TIPO DE LONA	EP-100	EP-125	EP-160	EP-200	EP-250	EP-315	EP-400	EP-500	EP-630
Pi (Kp/m2	1,2	1,4	1,5	1,9	2	2,2	2,6	3	3,5

Anexo XIV

TABLA 14.PESO POR m^2 DE CABLES DE GOMA INTERMEDIA Kp/m^2

TIPO	VALOR DE Pm (Kp/M2
ST-1000	10
ST-1250	11
ST-1600	15
ST-2000	16
ST-2500	22
ST-3150	26
ST-4000	31