



REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS EN OPCIÓN AL GRADO CIENTÍFICO
DE DOCTOR EN CIENCIAS TÉCNICAS**

**TÍTULO: OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA EN EL DISEÑO DE
TRANSPORTADORES DE BANDA PARA EL MINERAL LATERÍTICO
CUBANO.**

AUTOR: M. Sc. Ing. Roberto Johan Sierra Pérez

Moa 2009

REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS EN OPCIÓN AL GRADO CIENTÍFICO
DE DOCTOR EN CIENCIAS TÉCNICAS**

**TÍTULO: OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA EN EL DISEÑO DE
TRANSPORTADORES DE BANDA PARA EL MINERAL LATERÍTICO
CUBANO.**

AUTOR: M. Sc. Ing. Roberto Johan Sierra Pérez

TUTORES: Dr. C. Arístides Alejandro Legrá Lobaina
Departamento de Matemática
Facultad de Metalurgia y Electromecánica, ISMM

Dr C. Alexander Nikolaiev Constantinovich
Departamento de Transporte Minero
Instituto de Minas de San Petersburgo

Moa 2009

Entiendo por método, reglas ciertas y fáciles, gracias a las cuales quien las observe exactamente no tomará nunca lo falso por verdadero, y llegará, sin gastar inútilmente esfuerzo alguno de su espíritu, sino aumentando siempre, gradualmente, su ciencia, al verdadero conocimiento de todo aquello de que sea capaz.

René Descartes

Agradecimientos

La perseverancia y el afán desmedido por aportar a la ciencia es un camino que no se recorre solo. Este resultado obtenido en el Instituto Superior Minero Metalurgico Dr Antonio Nuñez Jiménez se debe al exvoto de la Revolución Cubana y a la gratitud de personas e instituciones, que sólo mencionaremos las más trascendentales:

- Dr C. José Rafael Pérez Barreto y Dra C. Sviatlana Maliuk Petrovna (ISMM), aunque no están con nosotros son motores impulsores.
- Dr C. Arístides Alejandro Legrá Lobaina y su familia por su dedicación y apoyo; tutor exigente y apasionado de lo incontestable.
- Dr C. Alexander Nicolaeiv Constantinovich, tutor del Instituto de Minas de San Peterburgos, por su permanente atención.
- Unidad Básica Minera de la ECECG, en especial a los Ingenieros: Lorenzo Velásquez, Alfredo Donatien Carbonel, Licinio Matos, Nicolás Batista, Clara Ester Díaz, Norys Larramendis, Antonio Cutiño y Joel Carcassés, entre otros.
- Unidad Básica Minera de la ECRRL, en especial a los Ingenieros: Miguel Álvarez y Francisco Serrano.
- CEPRONÍQUEL en especial a los Ingenieros: Federico Díaz, Alexander Velásquez, Isaias Martínez.
- Empresa Moa Nickel S.A., en especial a los compañeros: Sergio Mayan Jiménez, Ramón Polanco Almanza, Reynaldo Lao y Ray Palacios.
- Departamento de Ingeniería Mecánica, en exclusivo a mis compañeros de trabajo.
- Y a lo principal en mi vida: **mi madre** que ya no está físicamente. A toda la familia.

A todas estas personas e instituciones y otros que no he mencionado les proporciono mi más sincero agradecimiento.

El autor

Dedicatoria

A mi familia y amigos

A la Revolución Cubana

A los que utilizan la ciencia para el bienestar social

Síntesis

Se establecen los procedimientos de selección de los valores racionales de velocidad de la banda, de las dimensiones de la artesa y mínimo de la sección transversal del flujo mineral transportado (ancho de banda); considerando las relaciones funcionales obtenidas entre los parámetros tecnológicos del transportador de banda que dependen de las propiedades físico-mecánicas determinadas para el mineral laterítico mullido homogeneizado.

Del modelo de Delaunay, se establece la geométrica óptima de la traza y perfil del transportador, empleando una interpolación lineal entre los valores de altitud de cada vértice (x,y,z) . En los tramos curvos se obtiene el trazado de curvas suaves, sin puntos angulosos, que permite obtener en estos tramos valores mínimos de resistencia al movimiento y de tensión.

Se instaura un método de optimización energético multicriterial y exhaustivo por etapas para el diseño del transportador, considerando los resultados anteriores: los algoritmos establecidos para la traza y perfil a partir del Modelo Digital del Terreno, la determinación de la resistencia al movimiento, tensión y potencia del accionamiento; la colocación de accionamientos intermedios y el trabajo con modelos que mejoran el rendimiento del motor y minimizan el consumo energético.

TABLA DE CONTENIDOS

	Pag.
INTRODUCCIÓN -----	1
Situación Problémica-----	1
Problema Científico-----	3
Objeto de la investigación-----	3
Campo de Acción-----	3
Objetivo General de la investigación-----	3
Alcance de la investigación-----	3
Resumen del marco contextual-----	3
Resumen del marco teórico -----	4
Diagnóstico del objeto de la investigación-----	6
Hipótesis-----	6
Novedad científica-----	7
Aportes teóricos particulares-----	7
Aportes prácticos-----	8
Caracterización de las disciplinas científicas asociadas en la investigación-----	8
Objetivos específicos de la investigación-----	8
Sistema de Tareas a Realizar-----	9
Trabajos desarrollado por el autor-----	10
CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO- METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN -----	11
1.1. Introducción -----	11
1.2. Consideraciones teóricas establecidas para los transportadores de banda-----	12
1.2.1. Determinación de la resistencia al movimiento de los transportadores de banda-----	12
1.2.2. Velocidad de movimiento de la banda-----	17
1.2.3. Coeficiente de Forma de la banda-----	21

1.2.4. Traza y perfil del transportador de banda-----	25
1.2.5. Teoría de la transmisión del esfuerzo a la banda-----	28
1.2.6. Fuerza de tracción-----	28
1.3. Accionamiento electromecánico del transportador de banda-----	29
1.4. Software para diseñar transportadores de banda-----	30
1.5. Conclusiones-----	31
CAPÍTULO II. PERFECCIONAMIENTO DEL CÁLCULO DE TRANSPORTADORES	
DE BANDA PARA LA INDUSTRIA DEL NÍQUEL -----	
2.1. Introducción -----	33
2.2. Nuevo enfoque del método de cálculo para transportadores de banda -----	34
2.2.1.Fundamentación teórica del método -----	34
2.2.2.Descripción del algoritmo propuesto -----	35
2.2.3.Extensión del método -----	36
2.3. Perfeccionamiento del cálculo de la resistencia en los transportadores de banda mediante el uso de splines -----	36
2.3.1.Introducción a las curvas splines planas -----	37
2.3.2.Uso de los splines en el cálculo de la resistencia al movimiento del transportador en los tramos curvos del perfil -----	39
2.3.3. Determinación de la tensión en el tramo curvo horizontal-----	42
2.4. Modelación del área de la sección transversal y el ancho de la banda -----	45
2.5. Modelación del accionamiento electromecánico del transportador-----	49
2.6. Estudio de los parámetros tecnológicos del transportador de banda que dependen de las propiedades físico-mecánicas del mineral laterítico-----	55
2.6.1.Tamaño de los pedazos -----	57
2.6.2.Masa Volumétrica Mullida del mineral laterítico en función de la humedad-----	59

2.6.3.Ángulos de reposo maximal y tangencial-----	62
2.6.4.Coeficiente de deslizamiento-----	66
2.6.5.Desplazamiento de partículas en la zona de carga-----	68
Conclusiones -----	72
CAPÍTULO III. OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO ENERGÉTICO DEL	
TRANSPORTADOR DE BANDA -----	74
3.1. Introducción -----	74
3.2. Diseño de Transportadores de Banda como un Problema de Optimización-----	75
3.3. Elección del Método de Optimización-----	76
3.4. Modelo digital del terreno-----	77
3.4.1. Introducción al Modelo Digital del Terreno -----	77
3.4.2. Modelo Digital del terreno basado en el Método de Delaunay -----	78
3.4.3. Optimización del recorrido del transportador -----	80
3.4.4. Optimización del perfil de cada tramo-----	82
3.5. Optimización teniendo en cuenta el diseño de la artesa-----	84
3.6. Optimización del diseño posicional del accionamiento del transportador-----	86
3.7. Análisis Económico Dinámico de la Optimización a través del VAN, TIR y	
Período de Recuperación-----	88
3.8. Caso de estudio-----	90
3.8.1. Caracterización de la Topografía -----	91
3.8.2. Funciones del transportador y parámetros tecnológicos básicos-----	91
3.8.3. Resistencias, Tensiones y Potencia en el diseño actual-----	92
3.8.4. Propuesta de nuevo diseño tecnológico del transportador-----	93
3.9. Conclusiones -----	96
CONCLUSIONES GENERALES-----	97

RECOMENDACIONES-----99

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

TRABAJOS REALIZADOS POR EL AUTOR RELACIONADO CON EL TEMA

SIMBOLOGÍA

ANEXOS

INTRODUCCIÓN

Situación Problémica

En el presente trabajo se aborda el diseño del transportador de banda, haciendo hincapié en el consumo óptimo de la energía eléctrica por los accionamientos electromecánicos y en la utilización correcta de la capacidad de carga para el mineral laterítico.

El enfoque de la optimización bajo criterios energéticos es paradigmático porque, una manera importante de contribuir a que tengamos un futuro seguro es producir esa energía y usarla sosteniblemente bajo concepciones económicas, sociales y medioambientales. Castro Díaz-Balart ha dicho en el año 2003 que en los próximos 20 años la demanda mundial de energía se multiplicaría por tres. Durante este tiempo, se debe disminuir el consumo de combustibles fósiles. Según algunos especialistas, para alcanzar lo anterior, si se asume que el 50 % de la reducción pudiera lograrse **mediante el aumento de la eficiencia energética**, el otro 50 % restante, inexorablemente tendría que obtenerse mediante el empleo de otros combustibles, distintos de los fósiles, porque se avizora el agotamiento de las reservas de estos últimos.

Un enfoque de gran actualidad es el uso de innovaciones tecnológicas que conlleven a la disminución de las pérdidas y constituye una fuente especial de energía.

El transporte del mineral laterítico mediante transportadores de banda consume una gran cantidad de energía. Por ejemplo, la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara (ECECG) tiene instalados 34 transportadores de banda (Loyola, 2002) que consumen 18 144 000 kWh en un año, para una longitud de transportación de 3 395,6 m. El consumo específico de energía para este sistema de transportadores varía de 1,80 a 3,60 kWh/(t de mineral transportado), el menor valor corresponde a una productividad de 1 600 t/h y el mayor a 800t/h (Milián, 2000; Matos, 2004). En la mina de Pinares de Mayarí de la Empresa Comandante Rene Ramos Latour (ECRRL) (Sánchez, 2007; Caraballo, 2007), existe un sistema de 8 transportadores con una longitud total de 11 500 m que consumen 12 663 000 kWh/año. En este caso, el consumo específico de energía según los datos nominales es de

2,51 kWh/(t de mineral transportado) para una productividad de 800 t/h, y para productividades reales de 700 t/h es de 2,87 kWh/(t de mineral transportado) y de 3,35 kWh/(t de mineral transportado) para 600 t/h.

Los transportadores de banda de la industria cubana del níquel están subutilizados a causa de dificultades en su diseño y selección, provocando grandes pérdidas de energía e incremento del valor de la inversión (Loyola, 2002; Sierra, 2005; Rodríguez, 2006; Núñez, 2007; Sánchez 2007; Caraballo, 2007; Cantillo, 2008). Para la ECECG las pérdidas de energía en los motores asincrónicos de accionamiento alcanzan valores de 5 974 606 kWh/año y para la mina Pinares de Mayarí, a pesar de ser un sistema de transportadores instalados recientemente (FAM de Alemania) por iguales causas, alcanza pérdidas de 3 419 010 kWh/año. Entonces, puede afirmarse que hoy en día, ***es una necesidad imperiosa la optimización energética del acarreo del mineral laterítico cubano por medio de transportadores de banda.***

La potencia instalada por concepto de transportadores de banda en la ECECG es de 2 880 kW y para la mina de Pinares de Mayarí es de 2 010 kW. En trabajos realizados por Loyola (2002); Sierra (2005); Núñez (2007), se ha determinado que la potencia real necesaria en la ECECG es de sólo 1 035 kW, que significa un 36 % de la potencia nominal instalada y en Pinares de Mayarí según Sánchez 2007) y Caraballo (2007), la potencia real necesaria es de 1 801 kW, que equivale al 89,10 % de la potencia real instalada. El accionamiento de los transportadores de banda analizados se realiza con motores asincrónicos de rotor cortocircuitado (Oriol, 1985; Vasiliev et al, 2006; Vasiliev et al, 2008). La elección correcta de la potencia de los motores en el accionamiento industrial tiene gran significación para la economía nacional, determinando mucho el costo de explotación de las instalaciones. El uso de los motores de potencia superior a la necesaria empeora los índices económicos de la instalación, al aumentar el costo inicial, aumentando además las pérdidas de energía debido al descenso del rendimiento del motor, y se empeora el factor de potencia (Maliuk, 1980;

Valdés, 1986; Lawrence, 1998), y aumentan las cargas improductivas de las redes de distribución y de suministro eléctrico.

Problema Científico

Los transportadores de banda para mineral laterítico cubano no están diseñados con un enfoque energético óptimo. En particular, en el procedimiento actual de diseño:

- El cálculo energético presenta imprecisiones en los métodos matemáticos utilizados
- No se tienen en cuenta las relaciones particulares y precisas entre las propiedades del mineral laterítico cubano y los parámetros del diseño del transportador
- No se contempla un enfoque que relacione la optimización energética con:
 - Las características topográficas de la región donde se construirá el transportador
 - El número de rodillos de la artesa y la geometría de la misma
 - La posición de los motores en los tramos del transportador.

Objeto de la investigación

Transportadores por banda del mineral laterítico en la industria cubana del níquel.

Campo de Acción

El diseño de los transportadores de banda para el mineral laterítico cubano.

Objetivo General de la investigación

Establecer una metodología que permita el diseño con un enfoque energético óptimo los transportadores de banda para el mineral laterítico que explota la industria cubana del níquel.

Alcance de la investigación

Se trata de una investigación de diseño metodológico en el área ingenieril.

Resumen del marco contextual

En Cuba, donde existen reservas de mineral para más de 100 años se produce Sulfuro de Níquel más Cobalto, Níquel sinterizado al 86 %, Óxido de Níquel en polvo y Níquel granular

y nodular con un 76 % de pureza. La exportación de las producciones del níquel constituye hoy uno de los renglones principales de la economía cubana.

Las regiones de Pinares de Mayarí y Moa, donde se encuentran los yacimientos lateríticos que hoy se explotan en Cuba, se ubican geográficamente al noreste de la provincia de Holguín. Los recursos minerales relacionados con los yacimientos lateríticos representan en estos momentos una de las mayores riquezas naturales del país. En ellos se concentra más del 28 % de los recursos mundiales de Ni en yacimientos de este tipo.

El relieve es típicamente montañoso y abrupto, constituido por colinas elevadas, pequeñas y medianas mesetas cuyas alturas oscilan entre 600 y 800 m, hasta 1 100 m sobre el nivel del mar, principalmente hacia el sur, donde es más accidentado con dirección submeridional. Hacia el norte el relieve se hace más suave con cotas que oscilan entre 40 y 50 m como máximo, disminuyendo gradualmente hacia la costa. La región se caracteriza por la presencia de potentes cortezas de intemperismo lateríticas, sobre las rocas ultrabásicas y básicas de la asociación ofiolítica. El clima es tropical con abundantes precipitaciones.

En la región se encuentran en explotación tres plantas procesadoras de menas de níquel, la ECRRL, Empresa Comandante Pedro Sotto Alba S.A. (ECPSASA) con capacidades de diseño original de 24 000 t de concentrados de Ni + Co y la ECECG con 30 000 t de sínter al año y en el presente se ejecutan proyectos de ampliación. Está en construcción una nueva planta para la producción de ferroníquel “Ferroníquel Minera S.A.”.

El proceso tecnológico desarrollado por las ECECG y ECRRL, incluye la homogeneización del mineral laterítico mullido acarreado, lo cual varía sus propiedades físico-mecánicas y por tanto influye en los parámetros de diseño del transportador de banda.

Resumen del Marco Teórico

Los parámetros de diseño del transportador se determinan a partir de la productividad (Q; en t/h), de la velocidad de movimiento de la banda (v; m/s), del área total de la sección

transversal de la carga (AT ; m^2); que se mueve por unidad de longitud (q ; N/m) y de las propiedades de la carga como la masa volumétrica (γ ; t/m^3)

$$Q = 3600 \cdot A \cdot v \cdot \gamma = (3,6 \cdot q \cdot v) / g \quad [1]$$

La tensión que se produce en cada tramo de un transportador de banda está provocada por las resistencias en cada uno; o sea, es la suma de la fricción en los cojinetes, a la rodadura y la resistencia de la rigidez de la banda (trabajo de deformación de la banda). Para la banda, la resistencia a la rigidez se explica por el hecho de que la energía empleada en doblar este cuerpo a la entrada de un tramo curvo (energía potencial inicial), no se devuelve totalmente a la salida cuando se regresa a su forma inicial. En cualquier punto del lugar de curvatura las resistencias son proporcionales a las tensiones del órgano de tracción. Para determinar el esfuerzo de tracción y realizar la selección del motor hay que considerar las fuerzas dinámicas de arranque (momento dinámico). El esfuerzo de tracción se transmite del tambor a la banda por fricción (Teoría de Euler), por lo que la banda debe ser estirada con suficiente fuerza para crear el valor necesario de la presión sobre el tambor. Para establecer la potencia mecánica que facilita la selección del motor hay que tener en cuenta el rendimiento de todos los elementos de la transmisión. La potencia necesaria para el funcionamiento de un transportador, se obtiene calculando por separado el trabajo invertido en vencer el gradiente (fuerza de gravedad por la diferencia de altura) y el requerido para vencer la resistencia por fricción de la carga en movimiento (coeficiente generalizado de resistencia al movimiento).

A partir del Método de Contorno por Puntos se obtiene un sistema de ecuaciones lineales que determina las tensiones de entrada y salida al tambor motor.

Las propiedades físico-mecánicas de las cargas transportadas (el mineral laterítico) determinan los parámetros de diseño geométricos y cinemáticos y tienen gran influencia en los parámetros dinámicos y energéticos e influyen en la elección de los métodos de transporte. La relación entre las propiedades y los parámetros de diseño de los transportadores de banda

se fundamenta en las relaciones de los flujos de carga, el ímpetu y cantidad de movimiento, la fricción y la gravedad. Los minerales lateríticos tienen múltiples componentes que varían en los diferentes frentes de extracción y dentro de un mismo frente (Polanco, 1996; Vera, 2001) y según Otaño (1981), su estudio se ha basado tradicionalmente en la Teoría de las Probabilidades y la Estadística Matemática.

El perfil del transportador se construye para garantizar la productividad según la topografía del terreno, intentando obtener la menor longitud de transportación y un empleo de menor potencia que garantice **un menor gasto de energía eléctrica en el motor de inducción**.

Diagnóstico del objeto de la investigación

Los 64 transportadores de banda que están en explotación en las empresas del níquel, presentan problemas relacionados con la capacidad de carga (subutilización entre el 25 y el 40 %), los consumos energéticos excesivos, pérdidas de energía y motores con potencia instalada por encima de la real necesaria (se utiliza sólo del 60% al 75%).

La causa principal es que no se comprueban de forma sistemática los regímenes de explotación del equipamiento instalado y tampoco se realiza la selección óptima del equipamiento y su ubicación en las nuevas inversiones teniendo en cuenta las relaciones funcionales entre las propiedades del mineral laterítico y los parámetros de diseño del transportador de banda. Son apreciables las imprecisiones para la determinación de la resistencia al movimiento en los tramos con cambios de pendiente en el perfil.

Hipótesis

Si, se perfeccionan los métodos matemáticos utilizados para el cálculo energético de transportadores de banda; se conocen las relaciones particulares y precisas entre las propiedades del mineral laterítico cubano y los parámetros del diseño del transportador; y se establece la relación entre el consumo energético del transportador con: las características topográficas de la región donde se construirá con; el número de rodillos y la geometría de la

artesa; y con la posición de los motores en los tramos, entonces se pueden diseñar, con un enfoque energético óptimo, los transportadores de banda para el mineral laterítico que explota la Industria Cubana del Níquel.

Novedad Científica

Una metodología que permite diseñar con un enfoque energético óptimo los transportadores de banda para el mineral laterítico que explota la Industria Cubana del Níquel.

Aportes Teóricos Particulares

1. La fundamentación, el algoritmo y la extensión de un nuevo enfoque del método de cálculo para transportadores de banda.
2. El perfeccionamiento del cálculo de la resistencia al movimiento en los tramos curvos del perfil y del cálculo de incremento de la tensión que se origina en los tramos curvos con la convexidad hacia abajo mediante los splines cúbicos naturales.
3. Un modelo del área de la sección de la carga que permite establecer un enfoque preciso para el cálculo del ancho de la banda.
4. Una expresión para calcular el rendimiento del motor eléctrico de inducción del accionamiento del transportador, en función de la productividad y la velocidad del transportador, de la energía eléctrica consumida por el motor; para una traza y perfil establecido en el terreno donde se instala el transportador.
5. Procedimientos para:
 - a. El diseño del recorrido óptimo del transportador a partir del modelo digital del terreno.
 - b. Optimizar el diseño de las longitudes de los rodillos y la geometría del transportador.
 - c. El diseño posicional óptimo del accionamiento del transportador.

Aportes prácticos

1. Se determinan los parámetros del material laterítico relacionados con los transportadores de banda, tales como: el tamaño de los pedazos; la masa volumétrica mullida; los ángulos

de talud tangencial y maximal; el ángulo de inclinación máximo del transportador; el desplazamiento de una partícula que cae desde una altura dada sobre una banda que se desplaza a cierta velocidad.

2. Los algoritmos necesarios para el diseño de un software que permita automatizar el proceso de diseño eficiente y con un enfoque energético óptimo de los transportadores de banda para el mineral laterítico que explota la industria cubana del níquel.

Caracterización de las disciplinas científicas asociadas en la investigación

Esta investigación, por su objetivo, pertenece al campo de la Energética en su relación particular con las disciplinas tecnológicas de Mecánica y Minería y especialmente a la subdisciplinas de Explotación de Yacimientos a Cielo Abierto y Transporte Minero.

Para lograr cumplir el objetivo propuesto se tienen que contemplar elementos de las disciplinas científicas y tecnológicas: Electricidad, Matemática e Informática.

Objetivos específicos de la investigación

1. Presentar un sistema gnoseológico actualizado sobre el diseño de transportadores de banda.
2. Perfeccionar los métodos matemáticos utilizados para el cálculo de transportadores de banda a partir de fórmulas de interpolación más eficientes.
3. Presentar un sistema gnoseológico actualizado sobre la caracterización de las propiedades físico-mecánicas del mineral laterítico cubano.
4. Establecer, a partir de información empírica, los modelos que relacionan funcionalmente las propiedades físico-mecánicas del mineral laterítico cubano y los parámetros de diseño de los transportadores de banda de este material.
5. Establecer un modelo digital del terreno donde se instalará el transportador de banda que se diseña, adecuado a los fines de proporcionar información al proceso.

6. Establecer un método de optimización que, a partir de la información sobre los requerimientos técnicos y el modelo digital del terreno donde se trazará el transportador, nos proporcione las características que acrediten la propuesta del diseño como aquel que es energéticamente óptimo.

Sistema de Tareas a Realizar

1. Sistematizar y buscar inconsistencias en el conocimiento actual sobre:
 - a. Diseño de transportadores de banda.
 - b. Propiedades del mineral laterítico cubano y su influencia en el diseño de transportadores de banda de este material.
 - c. Modelos digitales del terreno.
 - d. Optimización energética de sistemas de ingeniería.
2. Estudiar las vías para perfeccionar los métodos matemáticos utilizados para el cálculo de transportadores de banda a partir de fórmulas de interpolación más eficientes.
3. Investigar modelos que relacionen funcionalmente las propiedades físico-mecánicas del mineral laterítico cubano (dadas por información empírica) y los parámetros de diseño de los transportadores de banda de este material.
4. Investigar las formas de crear un modelo digital del terreno donde se instalará el transportador de banda que se diseña, adecuado, a fin de proporcionar información al proceso de diseño del transportador.
5. Establecer un método de optimización que, a partir de la información sobre los requerimientos técnicos y el modelo digital del terreno donde se trazará el transportador, tenga la capacidad de proporcionarnos las características que acrediten la propuesta del diseño como aquel que es energéticamente óptimo.

Los resultados de esta investigación se presentan en una introducción, tres capítulos, conclusiones y recomendaciones. En el primer capítulo se presenta el marco teórico-

metodológico de la investigación y tiene como objetivo exponer los fundamentos teóricos de los procedimientos establecidos para la obtención de los parámetros de diseño de los transportadores de banda para una carga determinada. El segundo capítulo tiene como objetivo mostrar el perfeccionamiento propuesto para el cálculo de transportadores de banda para la Industria Cubana del Níquel (nuevo enfoque del método de cálculo; aplicar fórmulas de interpolación más eficientes en los algoritmos para determinar con precisión la resistencia al movimiento y los parámetros que determinan el ancho de la banda, la potencia del motor y sus pérdidas durante su proyección; modelar el accionamiento electromecánico del transportador para el mineral laterítico; y exponer un sistema gnoseológico actualizado sobre la caracterización de las propiedades físico-mecánicas del mineral laterítico cubano y establecer los modelos que los relacionan con los parámetros de diseño del transportador de banda).

En el tercer capítulo se muestran las vías para optimizar el diseño energético de los transportadores de banda y su objetivo es; establecer bajo criterios energéticos un procedimiento de diseño del recorrido óptimo de un transportador a partir del modelo digital del terreno; un procedimiento para optimizar el diseño de las longitudes de los rodillos y su geometría de un transportador; y un procedimiento para el diseño posicional óptimo del accionamiento del transportador.

Trabajos desarrollado por el autor

- Tiene siete publicaciones en revistas nacionales e internacionales.
- Tiene siete trabajos en siete eventos científico nacionales e internacionales.
- Tutor de 15 trabajos de diploma.
- Tutor de dos tesis de maestría.
- 2010/50 Patente solicitada a la Oficina Cubana de la Propiedad Industrial

CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO - METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 Introducción

En el Grupo Empresarial CUBANÍQUEL existen 64 transportadores de banda en explotación, y estos acarrearán 800 t/h promedio de mineral laterítico mediante un esquema combinado de transporte (Figura 1.1 del Anexo I.1, Figura 1.2 del Anexo I.2 y Figura 1.3 del Anexo I.3).

Los Datos Técnicos de diseño están en la tabla 1.1 Anexo 1.4.

Varias investigaciones realizadas a este grupo de transportadores (Castro, 1990; Quesada y Argüelles, 1990; Creme, 1991; López, 1991; Mosqueda Eynos, 1993; Cobas, 2004; Rubio, 1995; ECECG, 2006; Rodríguez, 2006; Núñez, 2007; Cantillo, 2008), 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 (Caraballo, 2007 y Sánchez, 2007).

Dado el rol importante que tienen estos equipos dentro del proceso productivo del Grupo Empresarial CUBANÍQUEL 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.

En este capítulo se hace un análisis de las teorías y algoritmos utilizados para el diseño y explotación de transportadores de banda para el acarreo del mineral laterítico cubano, con el fin de lograr precisión en la determinación de los parámetros tecnológicos y que les permita diseñar con un enfoque energético óptimo.

El **objetivo** del presente capítulo es:

Exponer los fundamentos teóricos de los procedimientos establecidos para la obtención de los parámetros de diseño de los transportadores de banda para una carga determinada.

1.2 Consideraciones teóricas establecidas para los transportadores de banda

El ahorro de energía se garantiza mediante el control de varios parámetros tecnológicos y de la ingeniería de diseño del transportador (Antoniak, 2003; Siva y Radha, 2003; Nuttall, 2005; Sierra, 2005; Lauhoff, 2005, 2006; Cobas et al, 2006 y Küsel, 2003), sin embargo, aún no se ha considerado durante el diseño la mejora de la metodología de cálculo con respecto a:

La determinación de la resistencia en los tramos curvos, la selección de la velocidad deseada, la determinación de las dimensiones y geometría de la artesa, el recorrido del transportador y el procedimiento de ubicación del accionamiento a lo largo del perfil.

1.2.1 Determinación de la resistencia al movimiento de los transportadores de banda

Las **resistencias en los tramos rectos** horizontales e inclinados se determinan por la expresión (Faddiev, 1972; Tarasov, 1980; Potapov, 1980; Diakov, 1996; Shasmeiter, 1987; Garcell, 2003; Grigoriev et al, 1986; Spivakosli, 1982; Spivakosli y Dimitriev, 1982; Spivakoski y Potapov, 1983; Lamber, 1990; Vasiliev et al, 2006; Alonzo, 2002):

$$W_{n,n-1}^c = [(q_c + q_b) \cdot \cos \beta_{n,n-1} + q_r^c] \cdot \omega' \cdot l_{n,n-1} \pm (q_c + q_b) \cdot \text{sen} \beta_{n,n-1} \cdot l_{n,n-1} \quad [1.1]$$

$$W_{n,n-1}^v = [(q_b) \cdot \cos \beta_{n,n-1} + q_r^v] \cdot \omega' \cdot l_{n,n-1} \pm (q_b) \cdot \text{sen} \beta_{n,n-1} \cdot l_{n,n-1} \quad [1.2]$$

Cuando hay aceleración, surge la fuerza de inercia:
$$W_a = \frac{(q_c + q_b) \cdot L \cdot a_b \cdot k_i}{g} \quad [1.3]$$

Donde: $W_{n,n-1}^c$ y $W_{n,n-1}^v$; fuerza de resistencia al movimiento en los tramos cargados y vacíos respectivamente; N, q_b : peso lineal de la banda; N/m, q_c : peso lineal de la carga; N/m, q_r^c : peso lineal de los rodillos de apoyo en la rama cargada; N/m, q_r^v : peso lineal de los rodillos de apoyo en la rama vacía; N/m, $l_{n,n-1}$: longitud del tramo que se analiza; m, $\beta_{n,n-1}$: ángulo de

inclinación del tramo que se analiza; grados. El signo (+) es cuando el movimiento es hacia arriba y el signo (-) cuando el movimiento es hacia abajo, ω' : coeficiente generalizado de resistencia al movimiento. Se determina de forma experimental, a_b : aceleración de la banda, m/s^2 , k_i : coeficiente que toma en consideración la influencia de las masas en rotación $k_i > 1$.

Se conoce que $\omega' = 0,02 - 0,03$ para transportadores estacionarios y que $\omega' = 0,04 - 0,05$ para transportadores no estacionarios. Según Shubin y Pedre (1986), ω' alcanza valores de hasta 0,06 para bandas acanaladas, además, calcula de forma independiente los tambores de transmisión. Según Grigoriev et al (1986); y Vasiliev et al (2006), ω' puede tomar valores de hasta 0,08. Por Reicks y Thomas (2004); Reicks (2005) y CEMA (1977) varía de 0,01 a 0,04. Según Antoniak (2001) $\omega' = 0,02$ y para mina subterránea $\omega' = 0,025$ a 0,03.

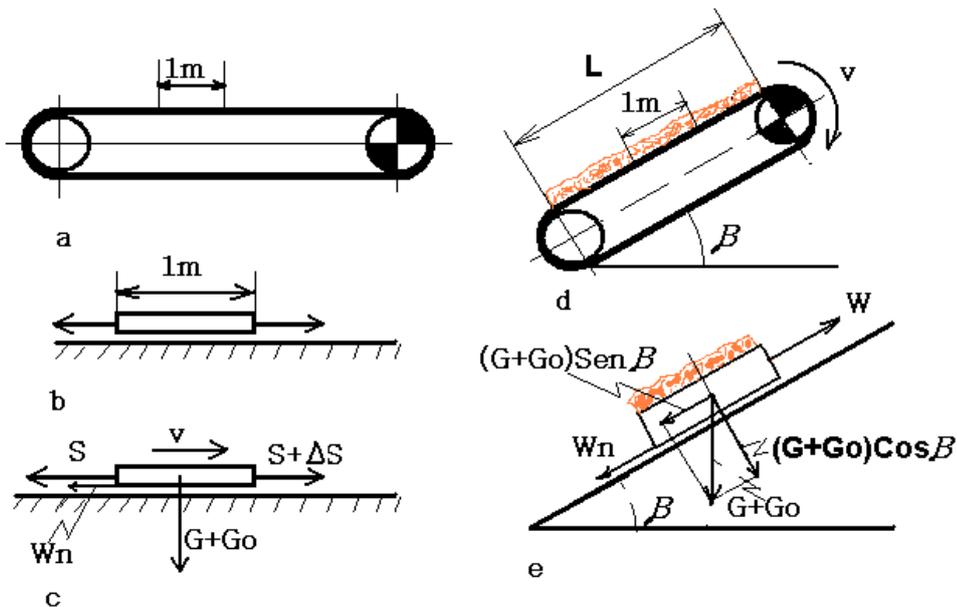


Figura 1.1 Esquemas de cálculo para la resistencia al movimiento

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; www.ammeraalbeltech.com). 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 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 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. **Hasta ahora no se ha analizado cuándo la carga cambia por la variación de la humedad, la masa volumétrica y composición granulométrica del mineral laterítico, lo cual se determina en los próximos capítulos.**

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.

En ningún caso se analiza la optimización de la resistencia al movimiento utilizando rodillos de diferente longitud del rodillo central (Sierra, 2005) y laterales para artesas acanaladas, tampoco se analiza cómo varía la resistencia al movimiento cuando varía el número de rodillos que conforman la artesa.

Resistencia en los tramos curvos en el plano vertical

Las ecuaciones [1.1] y [1.2] no se pueden aplicar en los tramos curvos del perfil según 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; Tijonov, 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. Estas tensiones en el tramo curvo no tienen aún definida una expresión matemática para su determinación.

La resistencia en las partes curvilíneas del transportador se calcula por:

$$W_{cp} = S_S - S_E = S_E \cdot (k_{Curvo}^{Tradic} - 1) \quad [1.4]$$

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 los autores anteriores $k_{Curvo}^{Tradic} = 1,02$ 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 (Matushev, 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 existir desplazamiento de carga y fricción, que implican pérdidas de energía, o sea: $W_{cp} \neq 0$.

Según www.woehwa.com, los tramos curvos cóncavo y convexo se construyen teniendo sólo consideraciones geométricas aproximadas y definidas previamente. Y (Oriol, 1993; Oriol y Aguilar, 1995 y CEMA, 1999) estos tramos se construyen según una catenaria.

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. **Este último parámetro no siempre está como dato y no es fácil de obtener, lo que implica la formación de un sistema de ecuaciones que tiene como incógnitas; además; las tensiones de entrada y salida al tramo.** Ahora queda establecido que **la determinación de la resistencia al movimiento y de las tensiones de la banda, es inexacta y de cierta complejidad.**

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

$$S_{\min\text{trab}} = (10-5) \cdot (q_b + q_c) \cdot l_r^c \quad [1.5]$$

A juicio del autor esto presenta las siguientes carencias:

1. En el perfil del transportador no se puede conocer en qué punto de la rama cargada está situada la mínima tensión sin haber obtenido el valor de todas las tensiones de esa rama.
2. La tensión en un punto es igual a la tensión en el punto anterior, más la resistencia entre los puntos y a su vez, esta última puede ser muchas veces mayor, ya que depende de la longitud del tramo, del perfil de la traza y de las dimensiones de los rodillos de apoyo y tambores motores y de desvío o retorno.
3. En dependencia del ángulo de inclinación del tramo y el sentido del movimiento, ambos valores de tensión o resistencia pueden ser positivos o negativos. $S_n = S_{n-1} + W_{n-1,n}$
[1.6]. La tensión mínima de trabajo obtenida por la ecuación [1.6] es la correcta para comprobar la flecha de la banda en la rama cargada y no la ecuación [1.5].

Según Zelenskii (1986), la tensión en los tramos curvos convexos con carga, sin considerar la presión hacia los elementos de apoyo, se determina por la ecuación [1.7] y [1.8]. 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:

$$W_{convc} = \left[\left[(q_c + q_b + 2 \cdot q_r) \cdot R_v \right] \cdot \alpha_R \cdot w \pm (q_c + q_b) \cdot h_t \right] \cdot e^{\mu \cdot \alpha_R} \quad [1.7]$$

$$W_{convv} = \left[\left[(q_b + q_r) \cdot R_v \right] \cdot \alpha_R \cdot w \pm (q_b) \cdot h_t \right] \cdot e^{\mu \cdot \alpha_R} \quad [1.8]$$

Estas ecuaciones, determinan la resistencia en los tramos curvos con convexidad hacia arriba, sin considerar las tensiones de entrada y salida al tramo. Sin embargo, véase que **dependen del radio, de la diferencia de altura del tramo y del ángulo del arco que forma el tramo, parámetros que no siempre son conocidos y que son difíciles de determinar cuando se proyecta un transportador que garantice la menor resistencia y suavidad del tramo.**

1.2.2 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:

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{Q \cdot (\gamma \cdot \psi \cdot v \cdot K)^{-1}} + 0,05 \right) \quad [1.9]$$

Donde: B; ancho de la banda, m, Q; productividad entregada por el 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 vista: experiencia acumulada y condiciones

de explotación y sus magnitudes no coinciden para el acarreo de un mismo tipo de material y 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. Y plantea que:

- Para las cargas abrasivas tanto de pedazos grandes y pequeños la velocidad (v) debe estar entre 1,0 hasta 2,5-3,0 m/s, siendo los valores mayores para B máxima.
- Para materiales pesados y ligeros en granos como cemento y arena, v=1,5 a 3,0-4,0 m/s.
- Materiales en polvo, en condiciones que no se permite disgregación, v=0,8 hasta 1,0 m/s.
- Cuando la descarga se realiza por un arado, la v se disminuye de 10 a 15 %.
- Cuando la descarga es de doble tambor se recomienda disminuir a v de 20 a 25 %.

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 granel o por pieza. 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 debe tener en cuenta. **Estos parámetros para el mineral laterítico 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.

De acuerdo a este autor se dan criterios para la selección de la velocidad de movimiento de la banda en base a experiencias acumuladas y de condiciones de trabajo o explotación, considerando el aspecto económico como criterio importante. Obsérvese que **no se establece un procedimiento que permita evaluar el valor de velocidad más racional, ni se analizan**

materiales poco movedizos como el mineral laterítico y tampoco se tiene en cuenta los análisis energéticos.

Oriol y Aguilar (1985); Cátedra Máquinas de Transporte Minero (1985); Aguilar (2002); Lauhoff (2005), plantean que la velocidad de movimiento de la banda del transportador depende de: La naturaleza del material transportado, las dimensiones transversales de la banda y la existencia de descargas intermedias del material transportado.

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.

El análisis anterior no establece la regularidad del comportamiento de los parámetros citados, para lograr racionalidad, validez técnica y energética durante la selección y explotación del transportador de banda. Debe establecerse 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.

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:

Tabla 1.1 Valores de velocidad de la banda recomendados según Zelienskii (1986).

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

En este análisis no se establece el procedimiento o metodología de determinar la velocidad y seleccionarla de acuerdo con los valores de la serie establecida. Tampoco se cuestiona el comportamiento energético, que es un aspecto a considerar de conjunto.

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. **Sin embargo, estos autores aún no establecen la relación óptima con la cual se obtienen los gastos mínimos de explotación.**

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 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 m ³ /h	Material mullido, movedizo	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. Los 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.

Todos los autores analizados plantean criterios diferentes de selección de la velocidad de movimiento de la banda, basados en su gran mayoría en la experiencia acumulada, y no existe aún una metodología científicamente establecida para un material determinado, incluyendo los minerales lateríticos. Todos incluyen con mayor o menor precisión para la selección del valor de velocidad de movimiento de la banda los factores siguientes:

- La naturaleza del material transportado
- La dimensión de la banda (ancho de la banda)
- La existencia de descarga intermedias del material transportado
- La interrelación entre el ancho de la banda, la productividad, la masa volumétrica, la composición granulométrica y la movilidad del material transportado.

Según Sierra y Feliu (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 el mineral laterítico.

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.

Según **GOST-22645-77** el ancho de la banda esta normalizado: 300, 400, 500, 650, 800, 1 000, 1 200, 1 400, 1 600, 2 000, 2 500 y 3 000 mm. Los valores normalizados de ancho de banda, expresados en [mm], según la norma **CEMA** (Conveyor Equipment Manufacturing Association), son 400, 450, 500, 600, 750, 900, 1 050, 1 200, 1 350, 1 500 y 1 800 mm.

1.2.3 Coeficiente de Forma de la banda (K)

El coeficiente de forma depende de las dimensiones transversales del transportador (según el valor de b_0 figura 2.5) y de las propiedades del material acarreado (contenidas en el valor del ángulo de reposo ϕ y del coeficiente ψ), esto se puede expresar mediante

$$K = \frac{3600 A}{\psi b_0^2} \quad [1.10]$$

De la expresión [1.9] se puede observar que con el aumento o disminución del coeficiente constructivo **K**, el ancho de la banda disminuye o aumenta respectivamente. Quesada (1993), realizó este análisis sin considerar las relaciones funcionales entre las propiedades físico mecánicas del mineral laterítico.

Según Matushev (1985); Pereda y Polanco (1999), el coeficiente **k** se toma de la tabla 1.3.

Sólo se determina teniendo en cuenta valores específicos del ángulo del talud del material transportado y los aspectos de montaje desde el punto de vista constructivo. Sin embargo, hay materiales, donde el ángulo del talud es mucho mayor que 20° ; como es el mineral laterítico objeto de esta investigación.

Tabla 1.3 Valores del coeficiente de forma según el ángulo de los rodillos laterales.

Parámetro	Plana		Acanalada sobre 3 rodillos					
	_____		20		30		36	
Angulo inclinación de los rodillos laterales	_____		20		30		36	
Angulo del talud	15	20	15	20	15	20	15	20
Coeficiente k	240	325	470	550	550	625	585	655

Oriol y Aguilar (1995), plantea que el coeficiente **k** se determina para longitud de rodillos igual al 40 % del ancho de la banda y ángulo de inclinación de los rodillos laterales de 20° y la ecuación se expresa en función del 70 % del ángulo del talud estático. Sin embargo, varios materiales tienen valores de este diferentes al 70 %; como es el mineral laterítico.

De acuerdo con Zilienkii (1986), el valor del coeficiente **k** se determina por la tabla 1.4.

Tabla 1.4 Valores del coeficiente **k** dado por Zilienkii (1986)

Angulo del talud, en	Angulo de inclinación del transportador							
	0-10		11-15		16-18		19-22	
	Angulo de inclinación de los rodillos laterales, en grados							
	20	30	20	30	20	30	20	30
25-30	260	300	250	285	235	270	220	255
30-35	280	325	270	305	255	290	240	275
35-40	295	340	280	325	260	300	250	290
40-45	315	365	300	365	285	325	270	310

Conforme GOST 22645-77 el ángulo de inclinación de los rodillos de apoyo de la banda es 10°, 20°, 30°. para anchos de banda de 400- 800 mm y 10°, 20°, 30°, 45°, para anchos de banda de 1000- 2000 mm. El valor del ángulo de inclinación del rodillo lateral más frecuente es 30°. En este caso los valores de k no sobrepasan el valor 365.

Según Shubin y Pedre (1986), el coeficiente de forma para los transportadores inclinados disminuye de un 15 % según el ángulo de inclinación del tramo.

Tabla 1.5 Valores de k establecido por Shubin

Tipo de banda	Valores del coeficiente k, en t. seg/h.kg			
	Angulo del talud natural en grados			
	30	35	40	45
Plana	105	125	145	160
Acanalada	265	285	305	320

Los transportadores de banda planos se utilizan para distancias cortas y con poca velocidad de movimiento de la banda.

El coeficiente de forma de acuerdo a Grigoriev (1986) se determina por:

$$k = 900 \cdot c^2 \cdot \tan \varphi \quad [1.11]$$

en el cual $c = \frac{b}{B}$ [1.12]

Donde; b es el ancho que ocupa la carga transportada sobre la banda; en m. En este caso el área de la sección transversal de la carga en la banda se determina en función del ancho de la banda B, la longitud del rodillo l_r y la altura de la sección sobre la banda h. Los valores de k varían de 115 a 300 para φ de 10 a 25.

Para Spivakoski (1982); Spivakoski y Dimitriev (1982), los valores de **k** oscilan entre 270 y 290, sin embargo en este caso el ancho de la banda se determina por la ecuación:

$$B = 1100 \cdot \left(\sqrt{Q \cdot (k \cdot v \cdot \gamma)^{-1}} + 0,05 \right) \quad [1.13]$$

Gerontiev 1962, plantea que el coeficiente K tiene valores entre 1,6 y 3,5 y que el ancho de la

banda se determina por: $B = \sqrt{Q \cdot (160 \cdot k \cdot v \cdot \psi \cdot \gamma)^{-1}}$ [1.14]

De acuerdo con Potapov (1980) se utilizan los valores del coeficiente k siguiente: k= 450 a 590 para dos rodillos y $\alpha = 15, 20$ y 30° , k=470 a 610 para tres rodillos y $\alpha = 20, 30, 35$ y 40° . k=620, 669 para 4 rodillos y $\alpha_1 = 15$ y 18° ; $\alpha_2 = 30$ y 36° y k=630 a 705 para 5 rodillos y $\alpha_1 = 22,5$ a 36° y $\alpha_2 = 22,5$ a 25° .

En este caso no se tienen en cuenta las propiedades físico-mecánicas del material transportado, ni se expresa un procedimiento de selección del valor del coeficiente k.

Según Vasiliev et al (2006) sólo analizan el coeficiente de forma para ángulos del talud de hasta 20° y ángulo de los rodillos laterales de 20° y 30° .

Vasiliev y Nikolaev (2003), el coeficiente de forma se escoge por la tabla 1.6. . En este caso no se considera el ángulo del talud del material transportado.

Tabla: 1.6 Valores de k establecido por Vasiliev y Nikolaev (Vasiliev y Nikolaev, 2003)

Tipo apoyo de los rodillos	Angulo inclinación rodillos laterales; en $^\circ$	Angulo del talud del material, en grados		
		15	20	25
Planos	---	250	330	420
De dos rodillos	20	500	580	660
	45	570	615	660
De tres rodillos	20	470	550	640
	30	550	625	700
	35	590	660	730

En los tres últimos casos no se corresponde con los valores de las propiedades del mineral laterítico cubano; principalmente el ángulo del talud. Además, hay experiencia de usar ángulos de inclinación de los rodillos laterales de hasta 35° .

Para Rotrans (Catálogo, Burgos) sólo se utilizan ángulos de los rodillos laterales de 10° , 15° y 20° para artesas de dos rodillos y 20° y 30° para tres rodillos. FMC Corporation, Link-Belt 1990, recomienda utilizar ángulos de los rodillos laterales de 20° , 35° y 45° . DUNLOP (2004) y RULMECA (2007) emplean ángulos de los rodillos laterales de 20° , 30° , 35° y 45° .

Como conclusión tenemos que el coeficiente k se escoge de forma aproximada, los valores tabulados no tienen en cuenta el número de rodillos que mejor resuelva el problema energético, ni los valores adecuados de los ángulos de inclinación y dimensiones de los

rodillos laterales, la forma de la pila de material formada y el ángulo exacto del talud; y mas aún del mineral laterítico mullido homogeneizado y su interrelación con la granulometría y la humedad. No existe un procedimiento ni una expresión establecida para su determinación, en lo fundamental para las menas lateríticas. Se deduce, que escoger de esa manera un coeficiente de tal importancia, que puede determinar el ancho de la banda, no es lo más racional, primero porque no se tienen en cuenta las características físico mecánica reales de los minerales, segundo porque no se aprovechan totalmente o más racionalmente las posibilidades de transportación y tercero porque la transportación se hace menos eficiente.

1.2.4 Traza y perfil del transportador de banda

La traza es la línea que une el punto de carga del material a transportar con el punto de descarga. La traza puede ser: una línea recta, una línea quebrada o con tramos curvos. En cada traza se instalan uno o varios transportadores.

Los transportadores con traza curva se han desarrollado a partir de la década de los 80 (Kessler, 1989; Grabner, 1990; Wächter, 1990 y Huertas 2006). Valotkoskii (1990) plantea; los transportadores con traza curva en comparación con los de traza recta constituyen un ahorro de hasta el 40% de los gastos capitales. El transportador para curvas horizontales permite superar los obstáculos que encontraría el grupo de transportadores convencionales (traza recta) en serie y además, evita la instalación de puntos intermedios de transferencia de material (CEMA, 1997; Lauhoff, 1987, 2005). También se reduce el empleo de otros componentes costosos (accionamientos, contrapesos, limpiadores, colectores de polvo, cribas, canales y tolvas) que si son requeridos al emplear un grupo de transportadores convencionales (Huertas, 2006; Pillichshammer, 2003). Según Valotkoskii (1990); las curvas típicas de la traza tienen un radio que oscila de 775 a 3 000 m y una longitud de 180 a 230 m. Empíricamente se ha establecido que; el radio R_H de la curva en el plano horizontal en metros; se tome igual o mayor al ancho de la banda B en mm. Todd (2002), hace un estudio

de las pérdidas en los puntos de enlace de dos transportadores y en los puntos de alimentación, y cómo se afecta el tiempo de vida útil de la banda y los agregados en estos puntos para materiales que se adhieren como las menas lateríticas.

Principales características (Lauhoff, 1987; Huertas, 2006; Conveyor Dynamics, 2003):

- Trayectoria: puede realizar curvas horizontales y simultáneamente adaptarse a las ondulaciones verticales del terreno; sean esta última cóncavas o convexas.
- Disposición transversal de la banda: en forma de artesa.
- Curvas horizontales: limitadas a radios (R_H) mayores de 1 000 m.
- Banda: la misma empleada convencionalmente y estaciones portantes similares a los convencionales, sin embargo; se requiere inclinar las estaciones portantes ubicada en las curvas para mantener la linealidad de la banda.

En las curvas horizontales aparece una fuerza radial, dependiente de la tensión local de la banda y del radio de la curva (Funke, 1999). Esta fuerza radial coloca a la banda en una posición asimétrica respecto de las estaciones portantes. Las estaciones portantes deben ser inclinadas (de hasta 6°) y se colocan rodillos guías para contrarrestar la fuerza radial. **Nótese, que las fuerzas radiales determinadas por Grimmer y Kessler (1992), Funke (1999) no están en función de la productividad, de la carga lineal transportada; ni las partes movidas del transportador.**

En Cuba está en explotación el transportador de banda CO4 con traza curva instalado por la firma FAM de Alemania en la mina de la ECRRL. Este tiene un tramo curvo con un radio de 3 000 m, 4 750 m de longitud y 760 kW de potencia instalada.

El **perfil** del transportador se construye una vez definida la traza. La traza se divide por tramos según las coordenadas del plano topográfico. El perfil es la línea quebrada según el plano vertical formada por la unión consecutiva de los tramos. La coordenada final de un tramo se hace coincidir con la coordenada inicial del siguiente tramo. La pendiente de los

tramos está determinada por la diferencia de altitud entre sus puntos extremos. La unión entre dos tramos rectos se hace con un tramo curvo según el plano vertical para lograr suavidad en los cambios de pendiente del perfil.

La pendiente de cada tramo tiene que ser menor que el ángulo límite de deslizamiento del material transportado sobre la banda $[\beta]$. Es decir; $\arctan\left(\frac{|Z_i - Z_{i+1}|}{\Delta d_H}\right) \leq [\beta]$, donde; $|Z_i - Z_{i+1}|$ es

la diferencia de altura del tramo, dada en m; y Δd_H es la distancia horizontal del tramo, en m.

Según Spivakoskii 1982: $[\beta] \leq 18^\circ$. Según Oriol y Aguilar (1995) y Shubin y Pedre (1986), el $[\beta]$ depende del ángulo del talud natural del material (ϕ), del ángulo de fricción (ρ) entre el material acarreado y la banda y del método de depositar el material sobre la banda. El ángulo $[\beta]$ es entre 7 y 10° menor que el ángulo (ρ).

Los tramos curvos del perfil pueden ser cóncavos o convexos. Los cambios de dirección del perfil en la rama cargada actualmente se logran mediante el propio pandeo libre de la banda entre los puntos extremos que definen el tramo (Grigoriev et al, 1986). La determinación del radio de curvatura que debe tener la banda se obtiene del análisis de la condición más peligrosa, que es cuando la banda está cargada. Esto implica que, **para cargas pesadas el tramo curvo es mayor y eso no es económico, ni energéticamente racional**. En la práctica, se considera que el pandeo libre de la banda se ajusta a la ecuación de una parábola. Este método de determinar la curvatura del tramo, no garantiza que en los extremos del mismo la resistencia sea la mínima y además, están presentes puntos angulosos. En estos tramos se disminuye la tensión máxima de la banda colocando accionamientos intermedios (Alspaugh y Grzegorz, 2003; Alspaugh, 2005).

1.2.5 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 de patinaje de la banda sobre el tambor. Para el régimen motor la tensión máxima está en la entrada del tambor motor, que se

expresa por:
$$\frac{S_E^{tm}}{S_S^{tm}} \leq e^{f_{tm} \cdot \alpha_{tm}} \quad [1.15]$$

Donde $e^{f_{tm}\alpha_{tm}}$ 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.

1.2.6 Fuerza de tracción

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

se determina por: $W_0 = S_E^{tm} - S_S^{tm} \quad [1.16] \quad \text{y} \quad [S_E^{tm} = S_S^{tm} \cdot e^{f_{tm} \cdot \alpha_{tm}}] \quad [1.17]$

La banda debe ser estirada con suficiente fuerza para crear el valor necesario de presión sobre el tambor. La banda; elástica, tiene mayor tensión en la entrada al tambor motor y mayor alargamiento con respecto a la rama de salida del tambor; tensada con una fuerza menor (Nuttall y Lodewijks, 2006 y 2006a).

En el transportador con una estación de accionamiento de un solo motor; es decir; con un factor de tracción limitado, comúnmente es necesario, según la ecuación [1.15], aumentar el valor de S_S^{tm} , para satisfacer el esfuerzo de tracción W_0 (Vasiliev et al, 2006).

Las tensiones S_E^{tm} y S_S^{tm} se determinan según el sistema de ecuaciones lineales [1.15] y [1.18] que se obtiene aplicando el método de contorno por puntos.

$$S_n = S_{n-1} + W_{n,n-1} \quad [1.18]$$

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). Se puede calcular considerando o no las tensiones dinámicas. Todo transportador requiere un alto momento de arranque debido a la inercia del órgano de tracción, de la carga y de las partes rotativas.

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 es el mineral laterítico.

1.3 Accionamiento electromecánico del transportador de banda

El accionamiento electromecánico del transportador de banda (figura 1.5 Anexo I.6) puede estar diseñado para garantizar una velocidad constante o variable del órgano de tracción. Pueden tener uno o varios tambores motores y éstos, a su vez uno o dos motores. Se utilizan motores trifásicos de inducción con rotor cortocircuitado y/o de rotor bobinado.

Según Maliuk (1980); Sierra (1987) y Acoltzi (2001) se plantean alternativas para mejorar el consumo de energía de motores eléctricos de inducción en los accionamientos, los cuales pueden aplicarse en el accionamiento de los transportadores de banda.

Según Rojas (2006), los resultados en el mejoramiento de la eficiencia de los accionamientos de motores de inducción están relacionados fundamentalmente con el diseño y el establecimiento de algoritmos de control de variables de la máquina de inducción, sin tener en cuenta otros factores operacionales durante la transferencia de energía hacia el mecanismo. Se considera que el 20 % del ahorro de energía está en el mejoramiento de los rendimientos de los motores y sistemas eléctricos, el otro 80 % puede ser tomado de cada una de las partes del accionamiento eléctrico, incluyendo sus **cargas mecánicas** y el propio proceso. Como indican las fuentes bibliográficas (Leonhard, 1996; Acoltzi, 2001 y Abrahamsen, 2000), existe una buena reserva de aspectos investigativos en las partes de los mecanismos de producción, las cuales no han sido suficientemente estudiadas desde su proceso. Por esta causa el transportador de banda para menas lateríticas accionado por motor de inducción es el objeto de esta investigación.

Spivakoskii (1982), Shaxmeister y Dmitri (1987) y Vasiliev et al (2006), plantean que el accionamiento del transportador se coloca en sus extremos según la figura 1.4 Anexo I.5. En los últimos tiempos el accionamiento se ha fraccionado y distribuido a través de todo el perfil (Bradley, 2000; Alspaugh, 2005) para lograr una disminución de la tensión máxima de la banda. **Sin embargo, estos autores no han establecido aún el procedimiento para definir los puntos más adecuados para instalar cada accionamiento en el perfil.**

1.4 Software para diseñar transportadores de banda

Para la determinación de los parámetros tecnológicos del transportador de banda actualmente se utilizan varios software. Dentro de los más difundidos en Cuba están: Softbandtransportadora (Hinojosa y Camacho, 2003), Belt Comp-Belt Conveyor Design, Belt Analyst (<http://overlandconveyor.com/software/ba2/index.htm>, 2007), Transportadores Software (Camacho Brausendorff, 2007), Bandac.exe (Méndez y Sierra, 2002), Sidewinder – Conveyor Design Software (www.actek.com), Conveyor Dynamics, Inc. (CDI)

[<http://www.conveyor-dynamics.com/>], Beltstat, Beltflex, Pstress, Beltcurv (www.conveyor-dynamics.com), y según Velásquez (2007), se trabaja en la confección de un software considerando algunos resultados obtenidos para el mineral laterítico por Sierra (2005, 2006). Cada uno de estos paquetes se ejecuta en ambiente de computadoras personales, poseen una interacción amigable con el usuario e incluyen el cálculo de las dimensiones principales del transportador, la resistencia al movimiento y la potencia de accionamiento que permiten seleccionar los accesorios del transportador. Sin embargo, **los algoritmos programados contienen las mismas deficiencias y dificultades señaladas en el procedimiento de cálculo actual**. Las dificultades para tener acceso a los programas fuentes de los software conocidos, puso de manifiesto la necesidad de realizar para esta investigación un programa informático para poder evaluar los algoritmos que serán presentados en capítulos posteriores, correspondiente a la optimización energética del transportador de banda para el mineral laterítico. El desarrollo teórico de este trabajo no podría ser validado y aplicado en la práctica si no se cuenta con una herramienta adecuada que permita realizar rápida y correctamente los cálculos. En paralelo con el desarrollo de la presente investigación ha trabajado un grupo multidisciplinario; que incluye el autor de esta tesis y colegas del ISMM; especialistas en Ingeniería Mecánica, Minas, Matemática e Informática para acometer el diseño y desarrollo de un programa para computadoras que satisficiera las necesidades de la futura investigación. Durante más de siete años se ha trabajado en este programa denominado: **TransBandas**.

1.5 Conclusiones

- La investigación realizada muestra que los transportadores de banda utilizados en el acarreo del mineral laterítico en la Industria Cubana tienen bajo nivel de utilización de su capacidad de carga, (hasta 60 %) y grandes pérdidas de energía (mayor de 10 000 MWh/año), ocasionado por factores inadecuados de diseño, selección y explotación.

- El valor del coeficiente K dado en la literatura se elige de forma aproximada y no se corresponde con el valor requerido para determinar el ancho de banda racional para el acarreo del mineral laterítico y en correspondencia con la geometría y dimensiones de la artesa. El ancho de banda en estos casos están sobredimensionadas hasta un 25 %.
- Todos los autores analizados plantean criterios diferentes de selección de la velocidad de movimiento de la banda, basados en la experiencia acumulada, y no existe aún una metodología científicamente establecida para determinarla con un enfoque energético.
- No existe una expresión teórica fundamentada matemáticamente para el cálculo de la resistencia al movimiento en los tramos curvos en el plano vertical, que minimice la fricción y la componente normal a la banda. Entonces, se deduce utilizar métodos matemáticos de interpolación precisos adaptados para trazar curvas con la mínima energía potencial sin puntos angulosos y obtener de forma determinística valores mínimos de resistencia al movimiento.
- Se ha detectado cierto desconocimiento de los parámetros que determinan las tensiones radiales y el ángulo de inclinación transversal de los apoyos de rodillos en los tramos curvos en el plano horizontal, en función de la productividad y de las propiedades del mineral laterítico.
- El diseño actual de transportadores de banda para mineral laterítico cubano incluye el empleo de algoritmos susceptibles de mejora en la precisión y no se diseñan con un enfoque energético óptimo.
- A pesar de que, en los últimos tiempos, disminuyen los valores de tensión máxima de la banda debido a la distribución de los accionamientos por todo el perfil del transportador, aún no se han definido los criterios que determinan su posición.

CAPÍTULO II: PERFECCIONAMIENTO DEL CÁLCULO DE TRANSPORTADORES DE BANDA PARA LA INDUSTRIA DEL NÍQUEL

2.1 Introducción

Los métodos de diseño ingenieril, generalmente contemplan cálculos matemáticos que en la práctica son implementados con niveles de precisión adecuados y suficientes para que respondan a los intereses de los usuarios. Un factor que obstaculiza una buena precisión es el medio que se utilice para calcular (Shampine et al, 1997 y Arzola, 2000).

Cualquier método de cálculo de transportadores de banda debe garantizar un correcto diseño, así como su implementación y explotación. También debe crear las bases para aplicar métodos de optimización que permitan establecer los mejores parámetros de diseño y explotación. Ésto sólo puede lograrse asumiendo enfoques que consideren en mayor grado la realidad objetiva y mejorando la precisión de los cálculos.

El **objetivo** del capítulo es perfeccionar el cálculo de transportadores de banda para la Industria Cubana del Níquel. En particular:

1. Establecer un nuevo enfoque del método de cálculo de transportadores de banda.
2. Aplicar fórmulas de interpolación más eficientes en los algoritmos para determinar con precisión la resistencia al movimiento y los parámetros que determinan el ancho de banda del transportador y la potencia del motor y sus pérdidas durante su proyección.
3. Modelar el accionamiento electromecánico del transportador de banda para el mineral laterítico.
4. Exponer un sistema gnoseológico actualizado sobre la caracterización de las propiedades físico-mecánicas del mineral laterítico cubano y establecer los modelos que los relacionan con los parámetros de diseño de los transportadores de banda.

2.2 Nuevo enfoque del método de cálculo para transportadores de banda

En este epígrafe, siguiendo las ideas de Legrá y Silva (2009) (página 250), se desarrollarán: la fundamentación del método, su algoritmo y su extensión (conjunto de casos donde es aplicable el método).

2.2.1 Fundamentación teórica del método

La fundamentación del método de cálculo asume que:

1. Un transportador será considerado como una secuencia de tramos rectos y curvos. Cada tramo será identificado por 2 o más puntos, de los cuales se conocen sus coordenadas en 3D así como sus propiedades tecnológicas.
2. La determinación de la resistencia en tramos de perfil recto se basa en la Teoría de la Fuerza de Fricción determinada por la fuerza normal y el coeficiente de fricción entre las partes que se mueven. También se consideran las componentes de la fuerza de gravedad del peso (banda más carga) que se traslada para una diferencia de altura dada.
3. La determinación de la resistencia en los tramos de perfil curvo se basa en modelar el perfil mediante una curva spline, que permite obtener m puntos del tramo sobre los cuales se define una poligonal. El cálculo de la resistencia en el tramo curvo se aproxima como la suma de las resistencias en cada tramo recto de la poligonal y en la medida en que aumente el valor de m , entonces mejora su precisión. Este enfoque puede ser aplicado a cualquier tramo curvo.
4. El tratamiento de cada tramo recto (incluyendo los que se determinan en las poligonales que modelan los tramos curvos) son tratados de forma individual en lo que respecta a sus datos, es decir, un tramo cargado no se calcula igual a uno vacío, etc. Los tramos donde están situados puntos de carga, descarga y limpieza son tratados de manera especial.
5. La determinación de las trazas y perfiles se realiza a partir del modelo digital del terreno. Este diseño tiene en cuenta el valor admisible del ángulo de deslizamiento del material.

6. La determinación de la forma y área de la sección de la carga se realiza teniendo en cuenta las características del material a transportar, que pueden ser expresadas mediante sus respectivos ángulos de reposo maximal (al punto máximo) y tangencial.
7. La determinación del ancho de la banda se realiza sumando la longitud de los rodillos, más cierto margen de seguridad. La longitud de los rodillos y su geometría debe ser tal, que el área de la sección de la carga para una velocidad deseada y valores dados de γ y ψ , posibilite la productividad Q solicitada.
8. Los valores de la tensión de salida en el tramo W_o (esfuerzo de tracción) se calculan a partir de la relación entre las tensiones de entrada y salida en el tambor motor. El valor de potencia (N) en estos tambores se calculan mediante la fórmula clásica: $N = W_o v$.

2.2.2 Descripción del algoritmo propuesto

1. Establecer los requerimientos tecnológicos del transportador:
 - a. Punto de inicio y punto final.
 - b. Productividad deseada.
 - c. Rango de velocidades posibles.
2. Establecer las propiedades del material a transportar. Especialmente debe estudiarse la masa volumétrica γ , el ángulo de deslizamiento ψ y los ángulos de reposo tangencial ϕ_t y maximal ϕ_m .
3. Determinar la traza y perfil del transportador
4. Determinar los tramos que forman el transportador y establecer los puntos de carga, descarga y limpieza, así como los parámetros tecnológicos de cada uno.
5. Determinar el número de rodillos, sus magnitudes y geometría que garanticen que el área de la sección de la carga sea tal que responda a la productividad pedida para una velocidad aceptable. De esta manera se determina el ancho mínimo de la banda, al cual debe sumársele el margen de seguridad y luego debe ser normalizado.

6. Calcular para cada tramo recto el valor de la resistencia W y de las tensiones S .
7. Calcular para todo el transportador la resistencia total W_T y la tensión máxima S_{max} . Se compara el valor de tensión máxima con el valor que reporta el fabricante de la banda.
8. Para cada tramo donde se sitúe un motor se calcula W_o y N que permite determinar la potencia del motor que se requiere.

2.2.3 Extensión del método

El método propuesto puede ser aplicado para transportadores de banda de materiales a granel de cualquier tipo siempre que el flujo sea continuo. Por ejemplo, materiales de construcción, mineral laterítico, etc. Las especificidades de los cálculos dependerán de las propiedades del material a transportar y del recorrido seleccionado sobre la topografía del terreno a recorrer.

La implementación del método es a través del software TransBandas (Anexo II.1).

2.3 Perfeccionamiento del cálculo de la resistencia en los transportadores de banda mediante el uso de splines

En los trabajos analizados en el Capítulo I para determinar la resistencia al movimiento en los tramos curvos; muchos autores establecen una relación práctica entre, las tensiones de entrada S_E y salida S_S , a través de un coeficiente k_{Curvo}^{Tradic} , cuyos valores oscilan desde 1,02 hasta 1,10 y estos valores se escogen por experiencia práctica. Hasta el momento no se ha obtenido una expresión teórica fundamentada matemáticamente y validada para la determinación de la resistencia en estos tramos, que considere las fuerzas que componen la normal que determinan con precisión la fuerza de fricción. La construcción del tramo curvo se puede lograr sin puntos angulosos y con continuidad, utilizando el método de interpolación por tramos spline cúbico. El spline permite obtener un modelo para la proyección y diseño del tramo curvo y calcular valores mínimos de la resistencia al movimiento.

2.3.1 Introducción a las curvas splines planas

La metodología que utilizaremos para la realización de los cálculos está en correspondencia con Álvarez et al (1998, 2002); Mena (2006) y Young et al (2008). Una función spline es una función polinomial por tramos, que es continua y posee derivadas continuas hasta un cierto orden. Además, debe satisfacer alguna de las siguientes condiciones: pasar por un conjunto de puntos de la gráfica de $f(x)$ (spline interpolador); aproximarse a un conjunto de puntos experimentales (spline de mejor ajuste), cumplir ciertos requerimientos estéticos; etc.

El spline cúbico de interpolación. Considérese que para cada uno de los $n+1$ nodos ordenados en forma creciente $\{x_0, x_1, \dots, x_n\}$, que representen la longitud de cada tramo (x_i) del perfil del transportador, se conoce el valor de una función $f(x)$.

$$\text{Sea: } y_i = f(x_i) \quad \text{para } i = 0, 1, 2, \dots, n \quad [2.1]$$

Se necesita que el spline satisfaga las condiciones de interpolación:

$$S(x_i) = y_i \quad \text{para } i = 0, 1, 2, \dots, n \quad [2.2]$$

La expresión analítica del spline cúbico es:

$$S(x) = \left. \begin{array}{l} a_1x^3 + b_1x^2 + c_1x + d_1 \dots si \dots x_0 \leq x < x_1 \\ a_2x^3 + b_2x^2 + c_2x + d_2 \dots si \dots x_1 \leq x < x_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ a_nx^3 + b_nx^2 + c_nx + d_n \dots si \dots x_{n-1} < x < x_n \end{array} \right\} \quad [2.3]$$

Como cada uno de los n polinomios de tercer grado que conforman el spline posee cuatro coeficientes, el spline posee $4n$ coeficientes que deben ser determinados a partir de ciertas condiciones. Para encontrar las fórmulas que determinan a $S(x)$ se seguirá el procedimiento de ir imponiendo sucesivamente las condiciones de interpolación, continuidad y suavidad.

Usando un lenguaje geométrico, la gráfica de $S(x)$ está formada por n secciones de polinomios cúbicos, de tal manera que la curva es continua, la pendiente varía en forma continua (no hay puntos angulosos) y la curvatura varía en forma continua.

Cuando la función $S(x)$ se utiliza como interpoladora debe, además, cumplir la condición de tomar en los nodos de interpolación idénticos valores que los que toma la función $y = f(x)$.

Aquí se está suponiendo que los nodos de interpolación coinciden con los puntos que limitan los tramos del spline.

Las condiciones que debe satisfacer el spline son las siguientes:

- Condiciones de interpolación: $S(x_i) = y_i \quad i = 0, 1, 2, \dots, n$ [2.4]

- Condiciones de continuidad: $S(x)$ es continua en $x_i \quad i = 1, 2, \dots, n-1$ [2.5]

- Condiciones de suavidad: $S'(x)$ es continua en $x_i \quad i = 1, 2, \dots, n-1$ [2.6]

$$S''(x) \text{ es continua en } x_i \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad [2.7]$$

Estas condiciones suman en total: $4n-2$, que significa que aún se cuenta con la posibilidad de imponer otras dos condiciones al spline. Cuando se cumple la condición [2.6] se logra que los puntos de inflexión no sean angulosos y la condición [2.7] que la curvatura de la función no sea angulosa (suave). Para encontrar las fórmulas que determinan a $S(x)$ se seguirá el procedimiento de ir imponiendo sucesivamente las condiciones de interpolación, continuidad y suavidad, aunque no en ese orden. Como $S(x)$ debe cumplir $4n-2$ ecuaciones y existen $4n$ coeficientes a determinar, es posible imponer otras dos condiciones. Existen varios criterios en cuanto a estas dos condiciones, pero lo más frecuente es hacer: $S''(x_0) = S''(x_n) = 0$

Cuando se toman estas condiciones el spline se llama *natural*. Se ha demostrado que el spline natural es la función definida por tramos cúbicos que pasa por los $n+1$ puntos $(x_0, y_0), (x_1, y_1), \dots, (x_n, y_n)$ y hace mínima la integral (Alvares et al, 1998, 2004):

$$\int_{x_0}^{x_n} [S''(x)]^2 dx \quad [2.8]$$

El procedimiento práctico para encontrar los valores de $a_1, \dots, a_n, b_1, \dots, b_n, c_1, \dots, c_n, d_1, \dots, d_n$ puede verse en Álvarez et al (1998, 2002).

Dado que $S''(x)$ está relacionada con la curvatura de la gráfica de $S(x)$, entonces la propiedad [2.8] significa que para $S(x)$ se tiene la **curvatura global mínima** con respecto a cualquier otra función interpoladora.

Desde un punto de vista físico, como la energía potencial de una varilla delgada, flexible y elástica, depende de la curvatura en cada punto (Alvarez et al, 1998, 2002), resulta que si una varilla con tales propiedades, es obligada a pasar por los $n + 1$ puntos del plano: $(x_0, y_0), (x_1, y_1), \dots, (x_n, y_n)$, ella toma la forma que minimiza su energía potencial elástica, que es precisamente la del spline cúbico natural que interpola a dichos puntos.

Esto lo confirma la página Spline Interpolation de la Enciclopedia Wikipedia (consultada en Diciembre del 2008). En ella se expresa que $f(x)=S(x)$ minimiza el funcional

$$J(f) = \int_a^b |f''(x)|^2 dx \quad \text{que es una aproximación de curvatura } K_{\text{curv}} = \left| \frac{f''(x)}{(1 + f'(x)^2)^{3/2}} \right| \quad [2.9]$$

lo cual significa que $S(x)$ pasa por todos los puntos (x_i, y_i) .

2.3.2 Uso de los splines en el cálculo de la resistencia al movimiento del transportador en los tramos curvos del perfil

La resistencia en un tramo recto se calcula por las fórmulas [1.1] y [1.2], donde; $\beta_{n,n-1}$: ángulo que forma el tramo con respecto a la horizontal. Usualmente, el cálculo de la resistencia en un tramo de perfil curvo se realiza asumiendo que se conocen las tensiones de entrada S_E y de salida S_S en el tramo y entonces, $W_{cp} = S_S - S_E$ y S_S se toma del 1 al 10% de S_E .

Si se suponen conocidos los puntos de la trayectoria del perfil de un tramo (dados por las coordenadas de este perfil), entonces, es posible encontrar el spline cúbico natural que interpola estos puntos; mediante esta función spline es posible hallar las coordenadas de

tantos puntos j como se necesiten para definir una poligonal formada por segmentos rectos definidos entre cada dos puntos consecutivos de manera que la poligonal constituye una aproximación de la curva spline y por tanto de la trayectoria del transportador. La resistencia en el tramo curvo será calculada como la suma de las resistencias en cada tramo recto de la poligonal.

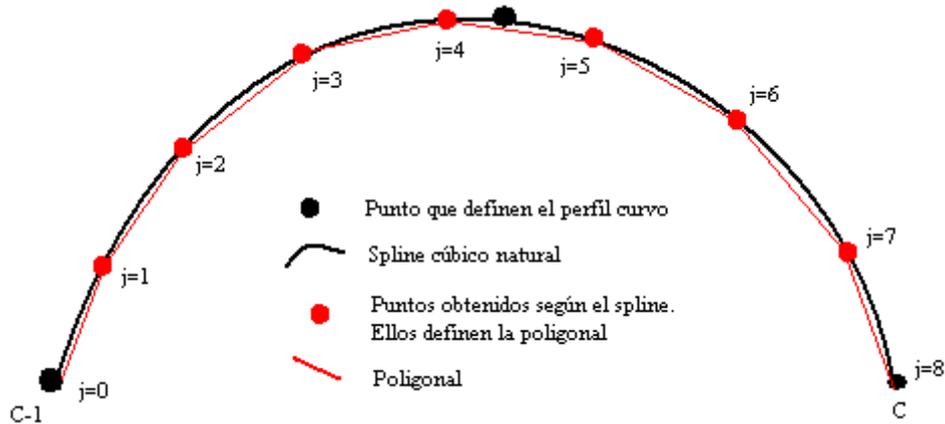


Figura 2.1: Poligonal para el cálculo de la resistencia en un tramo curvo.

En el enfoque clásico, el cálculo de la fuerza de tensión en cualquier tramo se realiza mediante la expresión: $S_i = [S_{i-1} + W_{i,i-1}]$; [2.10]. Sin embargo, en un tramo curvo cóncavo o convexo cada segmento tiene diferente pendiente. Se induce una expresión general para determinar la tensión en cada uno de los puntos (i) que definen el segmento, considerando las variaciones de los valores de resistencia provocados por los cambios de pendiente de cada segmento de la poligonal formada a través de los coeficientes denominado $K_{S_i}^{curvo}$ y $K_{S_{i+1}}^{curvo}$, que afecta a la ecuación [2.10] de la siguiente forma: $S_{i+1} = [S_i \cdot K_{S_i}^{curvo} + W_{i,i+1}] \cdot \frac{1}{K_{S_{i+1}}^{curvo}}$; [2.11]

Del modelo [2.11] se deducen tres casos particulares:

1. $K_{S_i}^{curvo} = 1,0$ y $K_{S_{i+1}}^{curvo} = 1,0$ cuando no existe cambio de pendiente entre dos segmentos consecutivo ($\beta_{i-1} = \beta_i$).

2. $K_{S_i}^{curvo} = \cos(|\beta_{i-1} - \beta_i|)$ y $K_{S_{i+1}}^{curvo} = 1,0$, cuando hay cambio de pendiente del tramo (i-1,i) al tramo (i, i+1) en forma cóncava ($\beta_{i-1} \neq \beta_i$, ver figura 2.2).

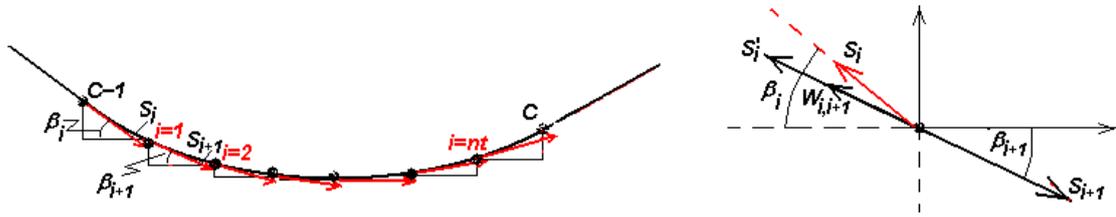


Figura 2.2. Esquema para determinar la tensión y resistencia en los tramos curvos convexos en el plano vertical del perfil del transportador de banda.

3. Cuando el cambio de la pendiente del tramo es de forma convexa ($\beta_{i-1} \neq \beta_i$, ver figura 2.3), hay una proyección sobre la batería de los apoyos de rodillos originada por la presión de la fuerza normal $S_{N(i)}$ que ejerce la banda sobre los mismos e incrementa la fuerza de resistencia al movimiento (aumento de la fuerza de fricción). Según la figura 2.3

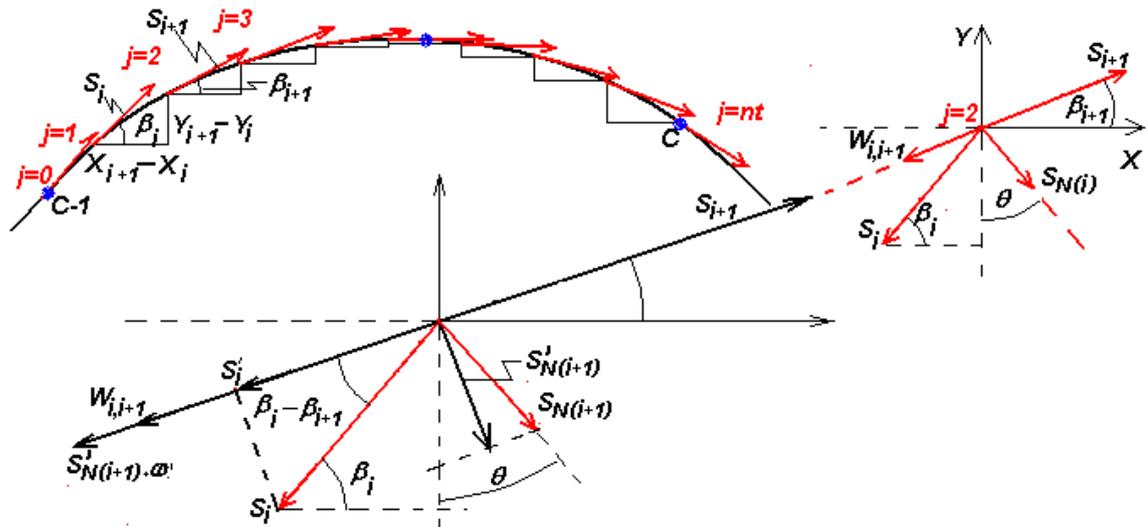


Figura 2.3. Esquema para determinar la presión sobre los rodillos y tambores en los tramos curvos cóncavos en el plano vertical del perfil del transportador de banda.

$$S_{i+1} = S'_i + W_{i+1} + S'_{N(i)} \cdot \omega' \quad [2.12]$$

donde;
$$S_{N(i)} = \frac{S_i \cdot \text{sen} \beta_i - S_{i-1} \cdot \text{sen} \beta_{i-1}}{\cos \theta} \quad [2.13]$$

es la fuerza normal a los rodillos producida por el cambio de pendiente del tramo convexo;

$$S'_{N(i)} : \text{es la componente normal correspondiente } S_{i+1} : S'_{N(i)} = S_{N(i)} \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right); \quad [2.14]$$

S'_i : es la proyección axial de S_i según la dirección de la fuerza de tensión S_{i+1} ,

$$S'_i = S_i \cdot \cos(|\beta_i - \beta_{i+1}|); \quad [2.15]$$

entonces los coeficientes $K_{S_i}^{curvo}$ y $K_{S_{i+1}}^{curvo}$ quedan:

$$K_{S_i}^{curvo} = \left\{ \cos(\beta_i - \beta_{i+1}) - \frac{[\text{sen}(\beta_i) \cdot \cos(\frac{\theta}{2}) \cdot \omega']}{\cos(\theta)} \right\}; \quad [2.16]$$

$$\text{y } K_{S_{i+1}}^{curvo} = \left\{ 1 - \frac{[\text{sen}(\beta_{i+1}) \cdot \cos(\frac{\theta}{2}) \cdot \omega']}{\cos(\theta)} \right\}; \quad [2.17]$$

donde; β_i y β_{i+1} : ángulo de inclinación de los segmentos rectos (i-1,i) y (i, i+1)

respectivamente de la poligonal formada por el spline natural,

$$(\beta_{i+1}) = \arctan\left[\frac{Y_{i+1} - Y_i}{X_{i+1} - X_i}\right]; \quad [2.18] \text{ y}$$

$$\theta = 0,5 \cdot (\beta_i + \beta_{i+1}); \quad [2.19]$$

La fuerza $S_{N(i)}$ incrementa la fuerza de resistencia nociva en un valor $S'_{N(i)} \cdot \omega'$. El coeficiente

$K_{S_i}^{curvo}$ y $K_{S_{i+1}}^{curvo}$ significan en cuantas veces se incrementa la resistencia al movimiento en los tramos curvos provocadas por la presión de la banda sobre los rodillos. Esto se cumple tanto para la rama cargada como vacía.

El cálculo de $S_{(C)}$ se hace complejo debido a que $\beta_{(i)}$ es variable. Si $S_{(C)}$ es la tensión en el punto final de un tramo curvo, entonces; aplicando el método de contorno por puntos tal como se ilustra en la figura 2.1, se tiene que:

$$S_1 = [S_0 \cdot K_{S_0}^{curvo} + W_{0,1}] \cdot \frac{1}{K_{S_1}^{curvo}} = [S_{C-1} \cdot K_{S_0}^{curvo} + W_{C-1,1}] \cdot \frac{1}{K_{S_1}^{curvo}}$$

$$S_2 = [S_1 \cdot K_{S1}^{curvo} + W_{1,2}] \cdot \frac{1}{K_{S2}^{curvo}} \quad [2.20]$$

...

$$S_{nt} = [S_{nt-1} \cdot K_{Snt-1}^{curvo} + W_{nt-1, nt}] \cdot \frac{1}{K_{Snt}^{curvo}} \quad [2.21]$$

Donde, nt es el número de segmentos que ajustan el tramo curvo que une a C-1 y C; $S_{(C-1)}$ es la tensión en el punto que inicia el tramo curvo (punto final del tramo anterior al tramo curvo analizado). En la medida en que la distancia entre cada pareja de puntos sea pequeña, el resultado del cálculo de $S_{(i)}$ en cada punto será más preciso debido a que tiene en cuenta las variaciones del ángulo.

Ahora se deben calcular los valores de K_{Si}^{curvo} y K_{Si+1}^{curvo} para cada tipo de tramo y en este caso se asume que $tg[\beta(i)] = f'(x_j)$ donde $y=f(x)$ es la función que modela a el tramo curvo.

Como se desconoce la expresión de $f(x)$, entonces ella puede ser aproximada por el spline cúbico natural $S(x)$ tal como se definió en 2.3.1 y por tanto $S'(x)$ puede aproximar a $f'(x_j)$.

2.3.3 Determinación de la tensión en el tramo curvo horizontal

Cuando el transportador de banda se mueve por una trayectoria **curva** en el plano horizontal con velocidad del movimiento de la banda constante, el equilibrio dinámico se obtiene añadiendo a las fuerzas aplicadas, el vector de inercia $-m_{b+c} \cdot \bar{a}_l$, con el cual el sistema resultante es nulo. El vector de inercia se puede expresar en sus componentes tangencial y normal, pero en este caso solamente hay que considerar su componente normal por ser constante el módulo de la velocidad de la banda. El valor de esta fuerza normal resultante ha sido determinado por otros investigadores (Grabner, 1990; Grimmer y Grabner, 1993; Grabner et al, 1993). El valor de la fuerza normal individual de los rodillos también influye en la curvatura de la banda (Kessler; 1996, 1990, Grimmer y Kessler, 1987a, 1987b).

En esta investigación a partir de la figura 2.4 se obtiene el modelo para la determinación del incremento de la tensión de la banda en la curva según el plano horizontal:

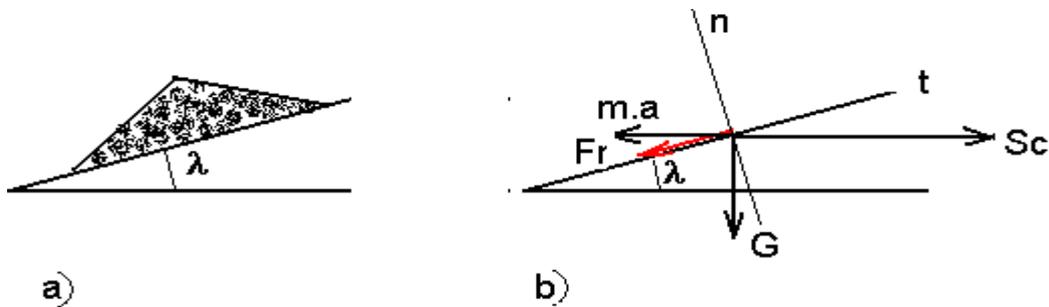


Figura 2.4 Sección transversal de la artesa en los tramos curvos en el plano horizontal.

$$Sc = [(q_c + q_b) \cdot L_r^c] \cdot \left[\left(\frac{v^2}{R_H \cdot g} \right) + \left(\frac{\text{Sen}(\lambda) + fr \cdot \cos(\lambda)}{\text{Cos}(\lambda) - fr \cdot \text{Sen}(\lambda)} \right) \right] \quad [2.22]$$

Donde: fr : coeficiente de fricción entre la banda y los apoyos de rodillos durante el desplazamiento lateral de la banda, Sc : tensión que se incrementa en la curva horizontal producto de la presión de la banda contra los rodillos de apoyo (figura 2.4); N , R_H : radio de la traza en la curva, según el plano horizontal; m , λ : ángulo de inclinación de la artesa con respecto a la horizontal según la sección transversal de la banda en los tramos curvos de la traza; grados

El ángulo λ está limitado por el ángulo maximal del talud del mineral laterítico (φ_m), es decir; en la curva el ángulo maximal del talud del mineral depositado sobre la banda se incrementa en λ ; o sea: $\varphi'_m = \varphi_m + \lambda$. Este fenómeno provoca una disminución del área de la sección transversal del mineral sobre la banda y de la productividad del transportador para un mismo ancho de banda. El área de la sección transversal también ha sido determinada por Kessler (1989) y CEMA (1999, 1997), pero ellos no han considerado la disminución de la productividad ni la interrelación entre el ángulo del talud, la humedad y la composición granulométrica de los minerales lateríticos.

El incremento de la fuerza de resistencia en el rodillo lateral interior de la curva se considera en los cálculos según (Lieberwirth, 1996; Sagheer, 1989; Kessler et al, 1994 y Staples 2001, 2002). El cálculo de la fuerza de resistencia en relación al tramo curvo en los dispositivos guías de la banda ha sido determinada por (Grimmer y Beumer, 1972; Grimmer y Kessler 1987a, 1987b, 1991, 1992 y Kessler y Grabner, 1996) constituye el 0,015 %.

En la selección del radio de la curva hay que considerar la disminución de la productividad, los gastos energéticos y económicos.

2.4 Modelación del área de la sección transversal y el ancho de la banda

La productividad $Q = 3600 \cdot AT \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi$; [2.23] del transportador es una función del área total de la sección transversal del flujo de carga (AT ; m^2), de la velocidad de movimiento de la banda (v ; m/s), de la masa volumétrica del material transportado (γ ; t/m^3) y de la inclinación del transportador en el sentido ascendente de la carga (β); coeficiente (ψ) (Constain 1982, Novoyilov 1985, Gabay 1979, Matushev 1979, Vasiliev et al 2006).

Al analizar diferentes disposiciones del órgano portador de la carga (banda) sobre los apoyos de rodillos (tipos de artesa), se observa que las áreas transversales del flujo de carga son diferentes para un mismo ancho de banda. Para determinar las áreas transversales para artesa de uno hasta siete rodillos de apoyo Figura 2.5, se obtienen por relaciones geométricas y trigonométricas a través de los modelos [2.25], [2.26], [2.27] establecidos en esta investigación. También se obtienen los modelos para determinar el ancho de banda ocupado por el mineral laterítico (b), para cualquier tipo de artesa y el ancho relativo de la sección transversal (b_0).

La forma del área de la sección transversal del flujo de carga obedece al tipo de artesa plana o acanalada y al ángulo del talud dinámica (φ_d) en función de la humedad y la granulometría para el mineral laterítico. Depende de las dimensiones geométricas de la artesa; longitud de

los rodillos l_i ,y de su ángulo de inclinación con respecto a la horizontal α_i , de la longitud del rodillo central l_r y del ángulo del talud dinámico del mineral φ_d . De la figura 2.5 se ve que el área de la sección transversal esta determinada por el valor de la magnitud b_0 . El área total de la sección transversal AT es la suma de las áreas de las secciones transversales A_0, A_1, A_2 y A_3 :

$$AT = A_1 + A_2 + A_3 + A_0 ; \text{ m}^2 \quad [2.24]$$

Cuando se parte de la longitud del rodillo l_r :

$$A_1 = l_r \cdot l_1 \cdot \text{Sen}\alpha_1 + l_1^2 \cdot \text{Sen}\alpha_1 \cdot \text{Cos}\alpha_1 \quad [2.25]$$

$$A_2 = (l_r + 2 \cdot l_1 \cdot \text{Cos}\alpha_1) \cdot l_2 \cdot \text{Sen}\alpha_2 + l_2^2 \cdot \text{Sen}\alpha_2 \cdot \text{Cos}\alpha_2 \quad [2.26]$$

$$A_3 = (l_r + 2 \cdot l_1 \cdot \text{Cos}\alpha_1 + 2 \cdot l_2 \cdot \text{Cos}\alpha_2) \cdot l_3 \cdot \text{Sen}\alpha_3 + l_3^2 \cdot \text{Cos}\alpha_3 \cdot \text{Sen}\alpha_3 \quad [2.27]$$

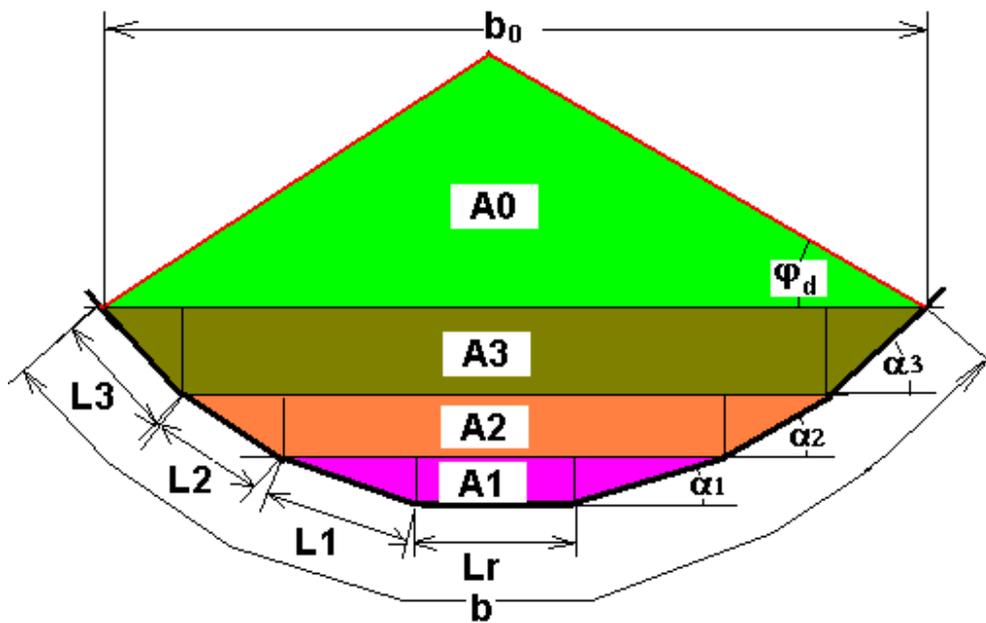


Figura 2.5 Esquema del área de la sección transversal del flujo de carga

Cuando se parte del ancho relativo de la sección transversal de la carga b_0 :

$$A_1 = b_0 \cdot l_1 \cdot \text{Sen}\alpha_1 - 2 \cdot l_1 \cdot l_3 \cdot \text{Sen}\alpha_1 \cdot \text{Cos}\alpha_3 - 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \text{Sen}\alpha_1 \cdot \text{Cos}\alpha_2 - l_1^2 \cdot \text{Sen}\alpha_1 \cdot \text{Cos}\alpha_1 \quad [2.28]$$

$$A_2 = b_0 \cdot l_2 \cdot \text{Sen}\alpha_2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_3 \cdot \text{Sen}\alpha_2 \cdot \text{Cos}\alpha_3 - l_2^2 \cdot \text{Sen}\alpha_2 \cdot \text{Cos}\alpha_2 \quad [2.29]$$

$$A_3 = b_0 \cdot l_3 \cdot \text{Sen}\alpha_3 - l_3^2 \cdot \text{Sen}\alpha_3 \cdot \text{Cos}\alpha_3 \quad [2.30]$$

El área A_0 depende del tipo de pila formada: $A_0 = K_f b_0^2$; [2.31]

donde K_f : depende del tipo de sección de la carga.

Sin embargo CEMA (1999), sólo considera la forma de la pila como **circular** y se ha demostrado para diferentes materiales que tiene distintas configuraciones. Según Ricaurte (2009), las expresiones de K_f para cada tipo de sección de carga teniendo en cuenta los ángulos de reposo maximal φ_m y tangencial φ_t se da en la tabla 2.1, anexo II.2

El área transversal del flujo de carga depende de factores condicionales que son las características físico-mecánicas del material a transportar y de factores constructivos como son las dimensiones y la forma de la artesa; así como; el régimen vibratorio y de movimiento de la carga por toda la traza del transportador y por la forma de alimentación del mineral a la banda. Los factores condicionales son impuestos a los proyectistas, sin embargo, éste es el que asigna los factores constructivos mediante su elección.

$$\text{Para artesa plana (un rodillo) } b = b_0, \text{ entonces, de } A_0 \text{ se obtiene } b_0 = \sqrt{\frac{A_0}{K_f}}; \quad [2.32]$$

Para una artesa acanalada con un número de **rodillos de apoyo**, $n_r > 1$ y hasta siete:

$$b_0 = l_r + 2 \cdot \sum_{i=1}^{n_r} [l_i \cdot \cos(\alpha_i)]; \quad [2.33]$$

que es la ecuación general de b_0 en función de sus dimensiones geométricas. La ecuación [2.32] para determinar b_0 se puede escribir como

$$b_0 = \sqrt{\frac{AT - \left(\sum_{i=1}^{n_s} A(i) \right)}{K_f}}; \quad [2.34]$$

Para una artesa acanalada, el ancho de la banda ocupado por el mineral sobre la banda b , se obtiene $b = l_r + 2 \cdot (l_1 + l_2 + l_3)$; [2.35]

Despejando l_r en la ecuación [2.35] y sustituyendo en [2.33] se obtiene:

$$b_0 = b - 2 \cdot \sum_{i=1}^n [l_{(i)} \cdot (1 - \cos \alpha_{(i)})]; \quad [2.36]$$

Sustituyendo [2.36] en [2.34] se obtiene:

$$b = \sqrt{\frac{AT - \left(\sum_{i=1}^{ns} A(i) \right)}{K_f}} + 2 \cdot \sum_{i=1}^n [l_{(i)} \cdot (1 - \cos \alpha_{(i)})]; \quad [2.37]$$

Por norma el ancho b, como margen de seguridad para evitar el derramamiento del mineral debido a las irregularidades en la alimentación, debe relacionarse con el ancho B de la banda mediante la expresión: $b = 0,9 \cdot B - 0,05$; [2.38] (Normas GOST 22645-77 y DIN 22101);

donde B se da en m. De acuerdo a la figura 2.5; $b = l_r + 2 \cdot \sum_{i=1}^{nr} l(i)$. Sustituyendo [2.33] en

[2.38] y despejando el ancho de la banda B se obtiene el modelo para la dimensión principal:

$$B = 1,1 \cdot \left\{ \sqrt{\left(\frac{1}{K_f} \right) \cdot \left[\frac{Q}{v \cdot \gamma \cdot \psi \cdot 3600} - \sum_{i=1}^n A(i) \right]} + 2 \cdot \sum_{i=1}^n [l_{(i)} \cdot (1 - \cos \alpha_{(i)})] + 0,05 \right\}; \quad [2.39]$$

$$B = 1,1 \cdot \left\{ \sqrt{\left(\frac{1}{K_f} \right) \cdot \left[\frac{Q}{v \cdot \gamma \cdot \psi \cdot 3600} - \left(\begin{aligned} & [l_r \cdot l_1 \cdot \text{Sen} \alpha_1 + l_1^2 \cdot \text{Sen} \alpha_1 \cdot \text{Cos} \alpha_1] + \\ & + [(l_r + 2 \cdot l_1 \cdot \text{Cos} \alpha_1) \cdot l_2 \cdot \text{Sen} \alpha_2 + \\ & + l_2^2 \cdot \text{Sen} \alpha_2 \cdot \text{Cos} \alpha_2] + \\ & + [(l_r + 2 \cdot l_1 \cdot \text{Cos} \alpha_1 + 2 \cdot l_2 \cdot \text{Cos} \alpha_2) \cdot l_3 + \\ & + l_3^2 \cdot \text{Cos} \alpha_3 \cdot \text{Sen} \alpha_3] \end{aligned} \right) \right]} + 2 \cdot \sum_{i=1}^n [l_{(i)} \cdot (1 - \cos \alpha_{(i)})] + 0,05 \right\}; \quad [2.40]$$

Con el valor de B obtenido por [2.39] y utilizando la ecuación [1.9] se pueden determinar los valores del coeficiente de forma K para el mineral laterítico en cualquier tipo de artesa.

Ahora deberá rectificarse la longitud del rodillo $l_{(nr)}^*$. Esto se puede realizar mediante la

$$\text{fórmula } l_{(nr)}^* = l_{(nr)} + \frac{B - b}{2} + Rs; \quad [2.41]$$

donde R_s es el margen de seguridad del rodillo. Según Prok Internacional, Rocman (2001a, 2001b), Phoenix (2004), Rotrans (1990) si B_s es el margen estándar del borde de la banda, que se calcula como $B_s = 0,055 \cdot B + 20$; mm [2.42]

en la cual B : ancho de banda; mm, entonces $l_{nr}^* = l_{(nr)} + B_s$; [2.42]

Nótese que los coeficientes de la fórmula [2.38] no dependen de las propiedades del material, de la velocidad de transportación, ni de las características de la alimentación. Un enfoque alternativo que puede solventar esta insuficiencia es el siguiente.

Para cada tipo de material que se transporte puede ser estudiado un margen de seguridad específico M_s . Ahora se tiene que:

$$B = \sqrt{\left(\frac{1}{K_f}\right) \cdot \left[\frac{Q}{v \cdot \gamma \cdot \psi \cdot 3600} - \sum_{i=1}^n A(i)\right]} + M_s + 2 \cdot \sum_{i=1}^n [l_{(i)} \cdot (1 - \cos \alpha_{(i)})]; \quad [2.43]$$

Y en este caso la longitud final del rodillo será $l_{(nr)}^* = l_{(nr)} + M_s + R_s$; [2.44], que puede observarse en la figura 2.4 anexo II.3. La suma $M_s + R_s$ puede designarse como Margen General de Seguridad.

2.5 Modelación del accionamiento electromecánico del transportador

En esta investigación se ha establecido una metodología para la determinación del momento de inercia de la instalación reducido al árbol del motor (Sierra et al, 2009). La ecuación

general del accionamiento se puede escribir: $M_m - M_{rotor} = I \frac{d\omega}{dt}$; [2.45]

donde: M_m : momento tursor del motor; N.m, M_{rotor} : momento tursor en el árbol del motor; N.m, I : momento de inercia del transportador reducido al árbol del motor; $kg \cdot m^2$. Esta ecuación establece que el momento de rotación desarrollado por el motor se equilibra por el momento de resistencia en su árbol y por el momento dinámico $\left(I \cdot \frac{d\omega}{dt}\right)$.

Para régimen estacionario $\frac{d\omega}{dt} = 0$; por tanto $M_m = M_{rotor}$. La reducción de los momentos de inercia al eje del rotor del motor eléctrico está basada en que la magnitud del margen total de energía cinética de las partes que se mueven del accionamiento a un eje queda invariable. En presencia de partes giratoria que poseen los momentos de inercia I_m (motor), I_1, I_2, \dots, I_n (elementos del accionamiento del transportador y/o transmisión) y sus velocidades $\omega_m, \omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$; se puede sustituir su acción dinámica por la acción del momento de inercia reducido I ; el cual se determina para el mineral laterítico (Sierra et al 2008) por:

$$I = I_m + I_1 \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_m}\right)^2 + I_2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_m}\right)^2 + \dots + I_n \cdot \left(\frac{\omega_n}{\omega_m}\right)^2 + m \left(\frac{v}{\omega_m}\right)^2; \quad [2.46]$$

$m = Ke \cdot (md + mc)$; kg [2.47], donde: md: masa de la banda y los elementos que se trasladan; kg, mc: masa de la carga; kg, Ke: coeficiente que tiene en cuenta el alargamiento elástico de la banda, como resultado de la cual no toda la masa de la banda se pone en movimiento simultáneamente; disminuyen las fuerzas dinámicas. Para el transportador de banda se considera como carga variable sólo al mineral que se transporta; entonces; se obtiene el valor constante I_{elem} que contiene los valores de momentos de inercia reducido al árbol del motor de los elementos del transportador (rodillos, tambores, banda, engranajes, acoplamientos).

$$I_{elem} = I_m + (1/\omega_m) \cdot \sum_{i=1}^y \sum_{j=1}^z \{ [I_{(i,j)} \cdot (w_{(i,j)})^2] + Ke \cdot [I_{(i,j)} \cdot (v_{(i,j)})^2] \}; \quad [2.48]$$

$$I = I_{elem} + ke \cdot mc \cdot \left(\frac{v}{\omega_m}\right)^2; \quad [2.49]$$

$$\text{Donde } mc = \int_{Q_1}^{Q_2} \left(\frac{L}{3,6 \cdot v}\right) \cdot dQ; \quad [2.50]$$

$$I = I_{elem} + ke \cdot \frac{v \cdot L}{3,6 \cdot (\omega_m)^2} \cdot \int_{Q_i}^{Q_f} dQ; \quad [2.51]$$

I: momento total de inercia reducido al árbol del rotor de los Z_i elementos tipo i del transportador en función de la productividad Q entregada por el transportador; $\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $\omega_{(i)}$: velocidad angular de los Z_i elementos tipo i del transportador; rad/seg , $v_{(i)}$: velocidad lineal de los Z_i elementos tipo i del transportador; m/seg , ω_m : velocidad angular del rotor del motor de accionamiento; rad/seg , L : longitud del tramo analizado del transportador; m , v : velocidad de la banda; m/s .

Tomando en cuenta W_n conjuntamente con el rendimiento del equipo, se deriva que:

Cuando W_0 es positivo y la energía se transmite del motor al bloque y W_n aumenta a W_m ,

$$\text{entonces, se tiene que } W_m = \frac{W_0 + m_{b+c} \cdot a_b}{\eta_{\text{Transmisión}}}; \quad [2.52]$$

Cuando W_0 es negativo, la energía se entrega del bloque al motor y W_n disminuye el esfuerzo

$$\text{de frenado del motor: } W_m = (W_0 + m_{b+c} \cdot a_b) \cdot \eta_{\text{Transmisión}}; \quad [2.53]$$

donde: $\eta_{\text{Transmisión}}$: rendimiento del equipo tomando en cuenta las pérdidas en el bloque motor,

W_n : esfuerzo de tracción nominal; N .

El motor eléctrico de inducción de accionamiento del transportador puede trabajar en tres regímenes: Motor, generador o frenado.

En el **régimen motor** bajo la acción del momento electromagnético $M > 0$; los parámetros del motor se determinan por los modelos (Ivanov, 1984; Morera, 1993; Vilaragut, 2008):

$$S_L = \sqrt{3} \cdot U_L \cdot I_L; \text{ VA} \quad [2.54]$$

$$P_1 = \sqrt{3} \cdot I_{L1} \cdot U_{L1} \cdot \cos \varphi_{L1}; \text{ W} \quad [2.55]$$

$$P_2 = P_{mec} - P_{ad} - P_{roz} = \frac{M_m \cdot \omega_m}{\eta_{Tr}} = M_{Rotor} \cdot \omega_m > 0; \text{ W} \quad [2.56]$$

que se transmite por el árbol a través de la transmisión al tambor motor del transportador de

banda. La potencia mecánica útil P_2 resulta menor que la potencia activa P_1 consumida de la red por el motor en las pérdidas $\sum P$ y el rendimiento del motor se expresa por la fórmula

$$\left[\eta_{motor} = \frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{\sum P}{P_1} = f(s_d) \right]; \quad [2.57]$$

El deslizamiento se determina por
$$\left[s_d = \frac{\omega_e - \omega_m}{\omega_m} \right]; \quad [2.58]$$

Donde; S_L : potencia total o aparente; en VA, I_{L1} : corriente de línea de la red eléctrica de suministro; en A, U_{L1} : tensión eléctrica de suministro de la red consumida por el estator; en Volt, $\cos\phi_1$: factor de potencia en la red, P_1 : Potencia activa consumida de la red; kW, ω_e : Velocidad angular del campo del estator; rad/s, ω_m : Velocidad angular de desplazamiento del rotor; rad/s, S_d : deslizamiento entre las velocidades del estator y el rotor de la máquina, P_2 : Potencia mecánica útil; kW, $P_{mec} = P_2' = M \cdot \omega_m$: Potencia mecánica desarrollada por el momento electromagnético al desplazarse el rotor con la velocidad angular ω_m : kW, M_{tm} : Momento torsor en el tambor motor del transportador de banda; N.m.

La **potencia nominal del estator** se determina a partir de los datos nominales del motor por:

$$\left[P_{1n} = \frac{P_n}{\eta_n} \right]; \quad [2.59]$$

Entonces, el coeficiente de sobrecarga
$$\left[K_C = \frac{P_{1Real} \cdot \eta_n}{P_n} \right]; \quad [2.60]$$

La potencia real del árbol del motor para una carga determinada
$$\left[P_2 = K_C \cdot P_n \right]; \quad [2.61]$$

Las pérdidas provocadas en el motor por la variación de la carga:
$$\left[\sum P = P_1 - P_2 \right]; \quad [2.62]$$

Estos modelos tienen gran valor práctico. Según Vilaragut (2008), la eficiencia de un motor depende del estado de carga que se encuentre trabajando. Los motores de fabricación estándar

tienen su eficiencia máxima alrededor del 75% de su carga nominal y los de alta eficiencia alrededor del 85%.

En esta investigación se establece el modelo [2.56], por el cual se obtiene la potencia real, las pérdidas y el rendimiento en el motor de accionamiento del transportador para el mineral laterítico en función de la carga real. La carga real del transportador depende de la productividad, del ancho y velocidad de movimiento de la banda y de la traza con sus perfiles. Modelando estas variables en función de la potencia del motor de accionamiento se obtienen los modelo [2.63]; [2.64] y [2.65] que permite determinar la potencia útil del motor de accionamiento.

$$P_2 = \left\{ \left[\sum_{i=1}^{n_v} \left(B \cdot K_{B(i)} + \frac{Gr' \cdot \omega'}{2 \cdot l_r^c} \right) \cdot L_{(i)} \cdot K_{(i)}^{conv} \right] \cdot K^{cola} + \left[\sum_{i=1}^{n_c} \left(B \cdot K_{B(i)} + \frac{Q}{v} \cdot K_{Q(i)} + \frac{(n_r^L \cdot Grl + Grc)}{l_r^c} \cdot \omega' \right) \cdot L_{(i)} \cdot K_{(i)}^{conv} \right] \right\} \cdot \left[\frac{(1 + K_{fr}) \cdot e^{f_m \cdot \alpha_m} + K_{fr} - 1}{e^{f_m \cdot \alpha_m} - \prod_{i=1}^{n^{conv}} K_{(i)}^{conv}} \right] \cdot \left[\frac{v}{1000 \cdot \eta_{T.Tr}} \right] \quad [2.63]$$

$$p_2 = [W_{VACIO} \cdot k^{cola} + W_{CARGA}] \cdot K^{TRACC} \frac{v}{1000 \cdot \eta_{T.Tr}} \quad [2.64]$$

$$P_2 = \left\{ \left[\sum_{i=1}^{n_v} \left(B \cdot K_{B(i)} + \frac{Gr' \cdot \omega'}{2 \cdot lr} \right) \cdot L_{(i)} \cdot K_{(i)}^{conv} \right] \cdot K^{cola} + \left[\sum_{i=1}^{n_c} \left(B \cdot K_{B(i)} + \left(\frac{Q \cdot i_T}{\omega_m \cdot r_T} \right) \cdot K_{Q(i)} + \frac{(n \cdot Grl + Grc)}{lr} \cdot \omega' \right) \cdot L_{(i)} \cdot K_{(i)}^{conv} \right] \right\} \cdot \left[\frac{(1 + K_{fr}) \cdot e^{f_m \cdot \alpha_m} + K_{fr} - 1}{e^{f_m \cdot \alpha_m} - \prod_{i=1}^{n^{conv}} K_{(i)}^{conv}} \right] \cdot \left[\frac{\omega_m \cdot r_T}{1000 \cdot \eta_{T.Tr} \cdot i_T} \right] \quad [2.65]$$

Donde: $K_{B(i)} = [\omega' \cdot \cos(\beta_i) \pm \text{sen}(\beta_i)] \cdot q_b^T$; β_i : ángulo de inclinación del tramo i que se analiza; grados, q_b^T : peso de un m² de banda (catálogo); N/m²,

$$K_{Q(i)} = \left(\frac{g}{3.6} \right) \cdot (\omega' \cdot \cos(\beta_i) \pm \text{sen}(\beta_i)); K_{(i)}^{conv} : \text{se obtiene del epígrafe 2.3.2, } i_T = \frac{\omega_m}{\omega_T} : \text{relación}$$

de transmisión total del accionamiento; ω_m y ω_T : velocidad angular del motor de accionamiento y del tambor motor del transportador respectivamente; rad/s,

$$v = \omega_T \cdot r_T = \frac{\omega_m \cdot r_T}{i_T}, r_T: \text{radio del tambor motor del transportador; m, } i_T: \text{relación de}$$

transmisión total de la transmisión entre el motor eléctrico de accionamiento y el tambor motor, v : velocidad de movimiento de la banda; m/s, K_{fr} : coeficiente que considera la

resistencia por fricción de los elementos del tambor motriz ($K_{fr} = 0,05$ a $0,06$), $\eta_{T.Tr}$:

coeficiente de rendimiento total de la transmisión, K^{cola} : coeficiente que considera el incremento de resistencia al movimiento por fricción en el tambor de cola o retorno, $L_{(i)}$:

longitud del tramo i que se analiza; m, Gr' , Gr_l y Gr_c : peso del rodillo de apoyo rama vacía, de los laterales y del centro en la rama cargada correspondientemente; N.

Sustituyendo en la ecuación [2.57], las ecuaciones [2.55] y [2.65] se obtiene el rendimiento del motor eléctrico de inducción del accionamiento del transportador de banda para el mineral laterítico en función de la productividad del transportador, velocidad del motor, de la energía eléctrica consumida por el estator del motor de la red [I_{L1} , U_{L1} , $\cos(\phi_{L1})$]; para una traza y perfil establecido en el terreno donde se instala el transportador el modelo [2.66].

$$\eta_{motor} = \left\{ \left[\sum_{i=1}^{nV} \left(B \cdot K_{B(i)} + \frac{Gr' \cdot \omega'}{2 \cdot lr} \right) \cdot L_{(i)} \cdot K_{(i)}^{conv} \right] \cdot K^{cola} + \left[\sum_{i=1}^{n_c} \left(B \cdot K_{B(i)} + \left(\frac{Q \cdot i_T}{\omega_m \cdot r_T} \right) \cdot K_{Q(i)} + \frac{(n \cdot Gr_l + Gr_c) \cdot \omega'}{lr} \right) \cdot L_{(i)} \cdot K_{(i)}^{conv} \right] \right\} \cdot \left[\frac{(1 + K_{fr}) \cdot e^{f_{im} \cdot \alpha_m} + K_{fr} - 1}{e^{f_{im} \cdot \alpha_m} - \prod_{i=1}^{n^{conv}} K_{(i)}^{conv}} \right] \cdot \left[\frac{\omega_m \cdot r_T}{\eta_{T.Tr} \cdot i_T} \right] \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{3} \cdot I_1 \cdot U_1 \cdot \cos(\phi_1)} \right] \quad [2.66]$$

En un enfoque clásico, ésta sería la función objetivo de la optimización energética considerando el rendimiento total del motor. Este enfoque integrado necesitaría para su completo tratamiento de complejos métodos matemáticos que permitan determinar para cuáles valores de las variables de entrada se obtienen los mejores valores de η_{motor} . Sin embargo, para el análisis de ciertas variables aisladas, este enfoque puede resultar muy útil sobre todo cuando se utilizan los softwares adecuados.

2.6 Estudio de los parámetros tecnológicos del transportador de banda que dependen de las propiedades físico-mecánicas del mineral laterítico

Los parámetros tecnológicos del transportador de banda que dependen de las propiedades físico-mecánicas del material laterítico son:

1. Tamaño de los pedazos
2. La masa volumétrica mullida.
3. Los ángulos de reposo maximal y tangencial.
4. Coeficiente de deslizamiento

Tamaño de los Pedazos

Caracteriza el tamaño medio T_e o el tamaño máximo T_{max} de las concreciones de partículas.

Para cargas clasificadas se utiliza T_e y para cargas ordinarias se utiliza T_{max} .

A partir de la distribución granulométrica del material que se señala para cada rango granulométrico $[r_j, r_{j+1}]$ un porcentaje p_j de partículas, determina el valor de T_{max} como el mayor valor r_{j+1} para los rangos en los cuales se cumpla que $p_j \geq 10\%$. De forma semejante se

determina el valor del tamaño mínimo T_{min} . El valor T_e se determina: $T_e = \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$ [2.67]

Masa Volumétrica Mullida:

La masa volumétrica se denomina γ ; es la relación de la masa M (medida en toneladas) con respecto a la unidad de volumen $V=1 \text{ m}^3$. El valor de γ se obtiene pesando 1 m^3 del material.

Existen variantes para determinar γ , 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 (CEPRONIQUEL, 2004; Chang et al, 2005, 2006; Estenoz, 2001 y Estenoz et al, 2003). La relación entre la Masa Volumétrica Compacta (MVC) y la Masa Volumétrica Mullida (MVM) se conoce como Coeficiente de Esponjamiento. En el comportamiento de γ 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 .

Ángulos de Reposo Maximal y Tangencial

Se denomina φ y 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.

La relación entre ángulo φ y φ_d se expresa a través de la siguiente relación (Spivakoski y Potapov, 1983; Valotkoskii, 1990; Vasiliev y Nikolaiev, 2003 y Vasiliev et al, 2006]:

$\varphi_d = (0.7 \text{ a } 0.8) \cdot \varphi$ y según (Sierra et al, 2009) $\varphi_d = (0.89 \text{ a } 0.92) \cdot \varphi$ determinado para el mineral laterítico. En el cálculo de transportadores se utiliza φ_d .

El ángulo de reposo se obtiene al introducir cada muestra granulométrica y cada humedad del mineral sin apilar dentro un cilindro hueco colocado sobre una superficie horizontal. Al levantar el cilindro verticalmente la superficie lateral de las partículas se distribuyen por la generatriz de un sólido en revolución formando una pila. La tangente a la generatriz con respecto al plano horizontal para cada pila obtenida, constituye el ángulo del talud natural del mineral (φ) (figura 2.5, anexo II.4). La forma de la generatriz puede ser: un cono, un paraboloides, un hiperboloides o un elipsoides (figura 2.6, anexo II.5).

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

1. 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

2. 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

En su trabajo citado, Ricaurte demuestra que para diferentes valores de esos ángulos se puede caracterizar la forma de la sección de la carga (figura 2.6 anexo II.5) y calcular el coeficiente de forma según se ha mostrado en la tabla 2.1, anexo II.2.

Coeficiente de Deslizamiento

Se denomina ψ y se determina como función del ángulo de deslizamiento $[\beta]$ que coincide con el ángulo de la banda con respecto a la horizontal. El valor de ψ 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).

2.6.1 Tamaño de los pedazos

Para el mineral laterítico homogeneizado se toma el tamaño medio Te . Para determinarlo se realizó un experimento donde, con el fin de lograr representatividad, se consideraron 12 muestras aleatorias de material laterítico tomadas del proceso productivo. A cada muestra se

le realizaron diez mediciones (réplicas) para cada una de las humedades de las pilas de secado natural: 42%, 38%, 34% y 30%, con lo cual se dispuso de 480 mediciones las cuales fueron tamizadas utilizando cribas con rejillas del tipo de la figura 2.7, anexo II.6 y dimensión de los agujeros de 75, 50, 25 mm. Los resultados que se obtuvieron fueron promediados respecto a las 12 muestras y estos valores se exponen en la tabla 2.2 anexo II.7 y constituyen la base de los próximos análisis.

Nótese, que la variabilidad es alta para los pedazos de mayor tamaño y es mucho menor para los pedazos pequeños. Para los pedazos con $a > 75\text{mm}$ se tiene que la variabilidad aumenta según disminuye la humedad; En el resto de los casos, la variabilidad aumenta al pasar la humedad de 42% a 38 y 34% y luego disminuye la variabilidad cuando la humedad es 30%.

Se determinaron los valores de T_{\max} y T_{\min} (mm) para cada una de los valores de la humedad.

Los resultados se observan en la tabla 2.1 donde el valor T_e se determina por (2.67).

Entonces, puede asumirse, que el tamaño medio de los pedazos es considerado como $T_e = 87.5$ mm, para una humedad $H = 36\%$.

Tabla 2.1: Valores T_{\max} , T_{\min} y T_e (en mm) al variar la humedad del material

Humedad en %	Réplicas											
	1			2			3			4		
	T_{\min}	T_{\max}	T_e	T_{\min}	T_{\max}	T_e	T_{\min}	T_{\max}	T_e	T_{\min}	T_{\max}	T_e
42	25	50	37.5	25	50	37.5	25	50	37.5	25	50	37.5
38	25	50	37.5	75	100	87.5	75	100	87.5	25	50	37.5
34	75	100	87.5	75	100	87.5	75	100	87.5	75	100	87.5
30	0	25	12.5	0	25	12.5	0	25	12.5	0	25	12.5
Humedad en %	5			6			7			8		
	T_{\min}	T_{\max}	T_e	T_{\min}	T_{\max}	T_e	T_{\min}	T_{\max}	T_e	T_{\min}	T_{\max}	T_e
42	25	50	37.5	25	50	37.5	25	50	37.5	25	50	37.5
38	75	100	87.5	75	100	87.5	25	50	37.5	75	100	87.5
34	75	100	87.5	25	50	37.5	25	50	37.5	25	50	37.5
30	0	25	12.5	0	25	12.5	0	25	12.5	0	25	12.5
Humedad en %	9			10			Del Promedio					
	T_{\min}	T_{\max}	T_e	T_{\min}	T_{\max}	T_e	T_{\min}	T_{\max}	T_e			
42	25	50	37.5	25	50	37.5	25	50	25			
38	75	100	87.5	25	50	37.5	75	100	87.5			
34	75	100	87.5	75	100	87.5	75	100	87.5			
30	0	25	12.5	0	25	12.5	0	25	12.5			

2.6.2 Masa Volumétrica Mullida del mineral laterítico en función de la humedad

La masa volumétrica compacta (MVC) constituye un elemento esencial en el cálculo de recursos que se realiza después de cada campaña de exploración en un yacimiento laterítico ya que para el recurso en cada bloque de explotación se calcula como el producto del volumen del bloque por el contenido de Ni en %, por su MVC.

Pero para el cálculo de transportadores se hace necesario conocer la masa volumétrica mullida (MVM) del material. Entonces, se tienen dos opciones:

1. Estudiar la relación de la MVM con respecto a la MVC y las características de la preparación mecánica.
2. Estudiar la MVM a partir de algunas propiedades del mineral que se transporta.

El segundo camino es más sencillo y será el que se sigue en la presente investigación. Puesto que las composiciones mineralógicas son semejantes en los yacimientos lateríticos, el mayor énfasis, debe estar en el estudio de la relación entre la MVM y la distribución granulométrica del material y de la relación de la MVM y el nivel de humedad.

De la tabla 2.2 anexo II.7 se pueden obtener los indicadores estadísticos sobre las distribuciones granulométricas para cuatro niveles de humedad (Tabla 2.3 anexo II.8).

De dichos resultados se deduce que para cualquier porcentaje de humedad, el 72% (o más) del material posee una buena estabilidad granulométrica puesto que sus coeficientes de variación son menores de un 10%, y esto indica un adecuado índice de homogeneización granulométrica (todo el material con un mismo nivel de humedad tiene la misma distribución granulométrica).

En consecuencia, aunque la MVM depende de la distribución granulométrica (Otaño, 1981), **en este caso no es necesario un estudio particular de esta relación debido a que esta última propiedad puede asumirse como invariante para cada nivel de humedad.**

Ahora es esencial conocer la influencia de la humedad en el comportamiento de la MVM. Para esto se tomaron 5 muestras (réplicas) en cada una de las 4 pilas de secado de la mina de la ECECG. Cada una de estas pilas (según el tiempo transcurrido de secado natural) tiene una humedad promedio que fue determinada por diferencia de pesada. El valor de la MVM se determinó pesando (figura 2.8, Anexo II.9) el contenido de un recipiente de capacidad volumétrica conocida. Los resultados promedios (con respecto a las cuatro pilas) se muestran en la tabla 2.2.

Tabla 2.2: Valores de la masa volumétrica (t/m^3) del mineral laterítico, al variar la humedad.

REPLICAS	Humedad en %			
	42	38	34	30
1	1,340	1,310	1,180	1,140
2	1,370	1,230	1,210	1,090
3	1,360	1,210	1,190	1,050
4	1,370	1,300	1,220	1,110
5	1,380	1,330	1,200	1,150
Promedio	1,364	1,278	1,200	1,108
Desviación Estándar	0.0152	0.0527	0.0158	0.0402
Coefficiente de Variación %	1.11	4.13	1.32	3.63
Promedio General	1,2375			

El número de réplicas se asumió pequeño (5) debido al alto nivel de homogeneización del material que tienen las pilas y a las excelentes características tecnológicas que poseen los instrumentos con los cuales se realizaron las mediciones. Los bajos valores de los coeficientes de variación (menos del 5%) argumentan la justeza de esta decisión.

El análisis de varianza realizado para un 99% de confianza demuestra que existe una importante relación entre la humedad y la MVM (Figura 2.9 Anexo II.10)

Con el fin de realizar tareas de pronóstico se obtuvo una modelación mediante el Método de los Mínimos Cuadrados donde se tienen los siguientes resultados que indican la posibilidad de obtener un valor confiable de MVM si se conoce la humedad:

$$\text{Ecuación: } \mathbf{MVM = 0.4774 + 0.0211 * HU} \quad [2.68]$$

Variación explicada: 0.17808 Grados de libertad: 1

Variación residual: 0.019736 Grados de libertad: 18

Variación total: 0.19782 Grados de libertad: 19

Error estándar de una estimación: 0,0340729

Error probable de una observación: 0,0223345

Coefficiente de correlación, $r = 0,9488$

Para una prueba con nivel de confianza 0,95:

Intervalo de confianza de r : [0,8727; 0,9799]

Para una prueba F de Fisher para la ecuación, con nivel de confianza 0,95:

Valor de F_c para el ajuste: 162,4195 Valor de F_t por la tabla: 3,5916

El ajuste es estadísticamente significativo ya que $F_c > F_t$.

Prueba para los Coeficientes No Independientes del Modelo (0,95)

Valor teórico (t de Student), $t = 1,734$ Valor de coeficiente de H_u , $t = 12,7444$

El coeficiente de H_u es estadísticamente significativo ya que $t <= \text{abs}(t_2)$.

Intervalos de Confianza para los Coeficientes del Modelo (0,95)

Valor teórico (t de Student), $t = 2,101$. $S_{xy} = 0,033113$

Intervalo de Confianza de b_0 : [0,3512 ; 0,6036]

Intervalo de Confianza de b_1 : [0,0176 ; 0,0246]

Para determinar el valor máximo de la MVM para una humedad dada H_U basta con sustituir este valor en la ecuación $MVM = 0,6036 + 0,0246 \cdot H_U$; [2.69]. Por ejemplo para $H_U = 36\%$ entonces el valor esperado es $MVM = 1,237$; la MVM máxima que se puede obtener es $MVM = 1,4892$. Para H entre 34% y 38%, la MVM está entre 1,1948 y 1,2792 ton/m^3 .

2.6.3. Ángulos de reposo maximal y tangencial

Para estudiar el comportamiento de estos ángulos se procedió a diseñar un conjunto de mediciones de las variables mediante experimentos bifactoriales con varias réplicas:

- a. a: Granulometría promedio del material.
- b. HU: Humedad en porcentaje
- c. φ_m : Ángulo maximal de la pila
- d. φ_t : Ángulo tangencial de la pila

La granulometría se midió mediante el método de tamizado, el cual consiste en cernir la muestra a través de un juego de tamices (Figura 2.7, Anexo II.6) y determinar el porcentaje de residuo en cada tamiz respecto a la masa de la muestra inicial (Andreiev, 1980). Las muestras tomadas fueron de 105 kg promedio. Los tamices son de 78, 75, 50 y 25 mm respectivamente y se cernieron durante un tiempo de 180 s.

La humedad se midió mediante el método tradicional de diferencia de pesadas por su sencillez y fácil aplicación (Figura 2.8 y 2.10, anexo II.9 y II.11). Se tomaron 14 muestras (réplicas) de 1000g de cada pila formada y según Oriol 1995 se determina la humedad H en % por

$$HU = \frac{W_H - W_S}{W_H} \quad [2.70], \text{ donde } W_H \text{ y } W_S; \text{ masa inicial (ante del secado) y final de de la}$$

muestra (después del secado hasta 105 °C durante 24 h en la estufa figura 2.10 anexo II.11 en el CEINNIQ) respectivamente; en kg.

Los ángulos maximal y tangencial de talud del mineral laterítico mullido se midieron a partir del siguiente procedimiento:

- Introducción de una muestra de mineral laterítico mullido dentro de un cilindro hueco colocado sobre una superficie horizontal (Figura 2.5 anexo II.4). El cilindro tiene un diámetro de 0,28 m y una capacidad de 0,022 m³.
- Levantar el cilindro suavemente para que las partículas que componen el material formen una pila cuya sección se corresponde con una de las formas descritas en la figura 2.6 anexo II.5.
- Medir los ángulos φ_m y φ_t mediante un goniómetro o transportador de ángulo.

Los resultados de cada experimento se muestran en las tablas 2.4 y 2.5 anexo II.12 y II.13 donde también aparecen el promedio (P), la desviación estándar (DE) y el coeficiente de variación (CV%), con respecto a las réplicas. El procedimiento empleado se muestra en la figura 2.11 Anexo II.14.

Al analizar la relación entre el ángulo maximal con respecto a la granulometría a y la humedad HU, se puede obtener el siguiente modelo mínimo cuadrado:

$$\text{Ecuación: } \varphi_m = 30,58 - 0.4592 \cdot a - 0.00496 \cdot a \cdot HU + 0.00651 \cdot a^2 + 0.01109 \cdot HU^2 \quad [2.71]$$

Variación explicada: 630.98 Grados de libertad: 4

Variación residual: 35.2891 Grados de libertad: 20

Variación total: 666.2646 Grados de libertad: 24

Error estándar de una estimación: 1.3628

Error probable de una observación: 0.895957

Coefficiente de correlación, $r = 0.97316$

Para una prueba con nivel de confianza 0.95:

Intervalo de confianza de r: [0.939 ; 0.988]

Para una prueba F de Fisher con nivel de confianza 0.95:

Valor de Fc para el ajuste: 89.4009

Valor de Ft por la tabla: 2.7402

El ajuste es estadísticamente significativo ya que $F_c > F_t$.

Coefficientes de correlación parcial:

Para el coeficiente de a: -0.82 Para el coeficiente de a HU: -0.56

Para el coeficiente de a^2 : 0.95 Para el coeficiente de HU^2 : 0.88

Prueba para los Coeficientes del Modelo (0.95 de nivel de confianza)

Valor teórico (t de Student), $t = 1.725$

Para el coeficiente de a, $t_2 = -6.46$

Es estadísticamente significativo ya que $t \leq \text{abs}(t_2)$.

Para el coeficiente de $a \cdot \text{HU}$, $t_3 = -3.01$

Es estadísticamente significativo ya que $t \leq \text{abs}(t_3)$.

Para el coeficiente de a^2 , $t_4 = 13.13$

Es estadísticamente significativo ya que $t \leq \text{abs}(t_4)$.

Para el coeficiente de HU^2 , $t_5 = 8.41$

Es estadísticamente significativo ya que $t \leq \text{abs}(t_5)$.

En sentido general pueden obtenerse buenas predicciones de φ_m si se conocen a y HU dentro de los rangos estudiados.

También se estudió la relación entre el ángulo tangencial con respecto a la granulometría a y la humedad HU . El modelo mínimo cuadrado obtenido es el siguiente:

$$\text{Ecuación: } \varphi_t = 33.25 - 0.505 \cdot a - 0.0025 \cdot a \cdot \text{HU} + 0.0062 \cdot a^2 + 0.008 \cdot \text{HU}^2 \quad [2.72]$$

Variación explicada: 492.684 Grados de libertad: 4

Variación residual: 36.383 Grados de libertad: 20

Variación total: 529.068 Grados de libertad: 24

Error estándar de una estimación: 1.3838

Error probable de una observación: 0.9097

Coefficiente de correlación, $r = 0.965$

Para una prueba con nivel de confianza 0.95:

Intervalo de confianza de r : [0.921 ; 0.985]

Para una prueba F de Fisher con nivel de confianza 0.95:

Valor de F_c para el ajuste: 67.7075

Valor de F_t por la tabla: 2.7402

El ajuste es estadísticamente significativo ya que $F_c > F_t$.

Coefficientes de correlación parcial:

Para el coeficiente de a : -0.84 Para el coeficiente de a HU: -0.32

Para el coeficiente de a^2 : 0.94 Para el coeficiente de HU^2 : 0.80

Prueba para los Coeficientes del Modelo (0.95 de nivel de confianza)

Valor teórico (t de Student), $t = 1.725$

Para el coeficiente de a , $t_2 = -6.99$

Es estadísticamente significativo ya que $t \leq \text{abs}(t_2)$.

Para el coeficiente de $a.HU$, $t_3 = -1.5$

No es estadísticamente significativo ya que $t < \text{abs}(t_3)$. Sin embargo para un nivel de confianza de 90% se obtienen el valor de $t = 1.325$ y la prueba es superada. Este resultado induce a aceptar el término $a.HU$ en el modelo.

Para el coeficiente de a^2 , $t_4 = 12.24$

Es estadísticamente significativo ya que $t \leq \text{abs}(t_4)$.

Para el coeficiente de HU^2 , $t_5 = 5.96$

Es estadísticamente significativo ya que $t \leq \text{abs}(t_5)$.

En este caso, también pueden obtenerse buenas predicciones de φ_t si se conocen a y HU dentro de los rangos estudiados.

Desde un punto de vista cualitativo puede deducirse de la figura 2.6 que:

1. Para humedades menores entre 32% y 34% el comportamiento de los ángulos tangencial y maximal es semejante (la sección de la pila es triangular). Para $HU > 34\%$ los ángulos maximales son mayores que los ángulos tangenciales (la sección de la pila es hiperbólica o parabólica con exponente menor que 1) y para $HU < 30$ sucede lo contrario (la sección de la pila es parabólica con exponente mayor que 1).
2. Cuando aumenta la granulometría, el comportamiento de los ángulos decrece desde $a=5$ hasta $a=50$ y luego crece desde $a=50$ hasta $a=78$ (esto puede deberse a que la forma de los granos cuando $a \geq 75$ es menos redonda lo cual aumenta la estabilidad de la pila).

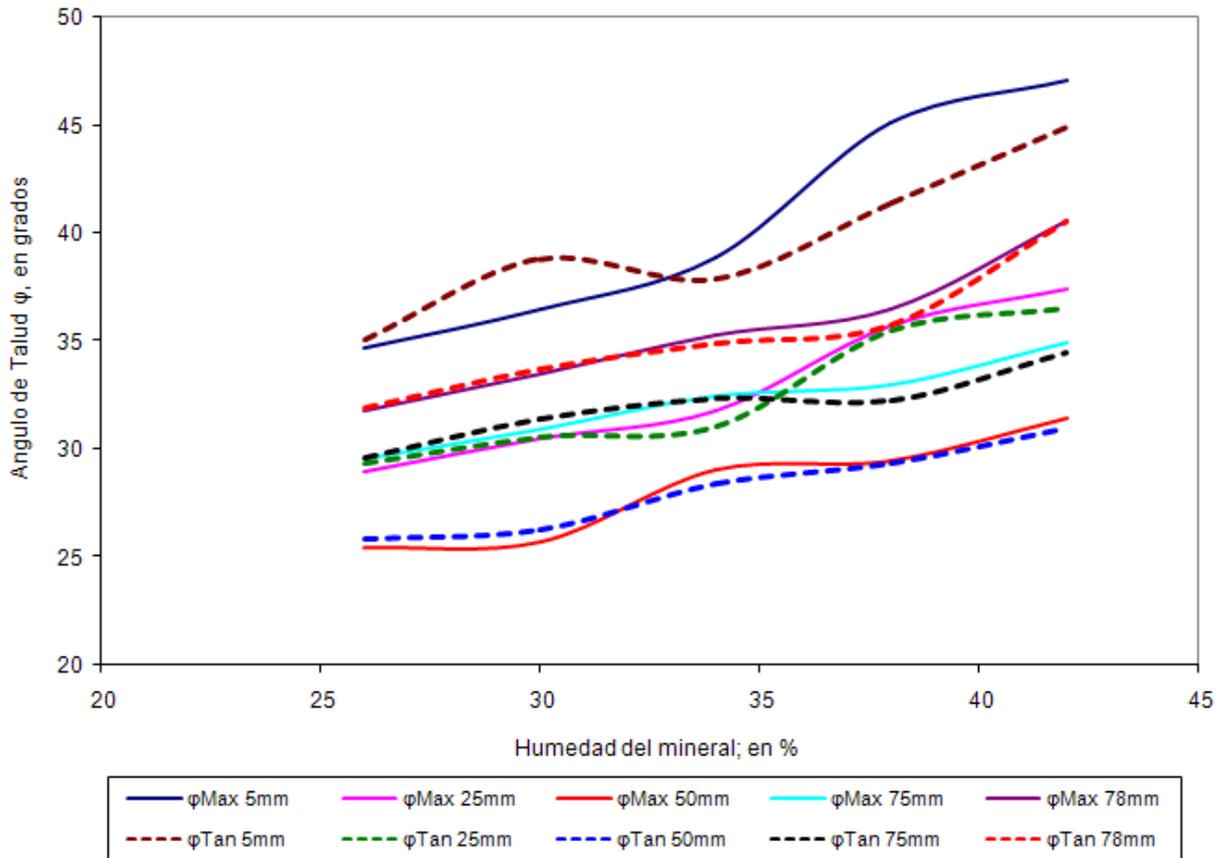


Figura 2.6: Comportamiento de los ángulos maximal φ_{\max} y tangencial φ_{Tan} al variar la humedad porcentual para diferentes granulometrías.

2.6.4 Coeficiente de deslizamiento

Para los materiales a transportar el ángulo de deslizamiento o admisible del transportador se establece por: $\beta = \varphi_d - \theta_K$ (Shubin y Pedre, 1986; Spivakoski, 1982 y Oriol y Aguilar, 1995), donde θ_K : Margen de seguridad del ángulo de deslizamiento; y φ_d es el ángulo dinámico de talud. Para materiales que sus partículas tienen poca movilidad y gran adherencia entre ellas y el medio portante (tales como el material laterítico) se toma $\theta_K = 5^\circ$ (Spivakoski y Potapov, 1983; Valotkoskii, 1990; Vasiliev y Nikolaiev, 2003 y Vasiliev et al, 2006). Sin embargo, parece más práctico estudiar la relación entre ψ y β para el material laterítico que permite encontrar el valor de β en el cual $\psi=1$.

Para determinar la relación entre ψ y β , se realizaron experimentos con material laterítico homogeneizado en una instalación del laboratorio de transporte continuo del ISMM figura 2.12, anexo II.15 donde se midieron, el ángulo β de inclinación del tramo; y el valor de ψ tomado como: 1 menos la proporción volumétrica (con respecto al volumen total) de material que se desliza.

Tabla 2.3: Valores de ψ obtenidos cuando varía β .

β		18°	22°	25°	27°	30°
Réplicas	ψ_1	1,00	0,98	0,96	0,94	0,90
	ψ_2	0,98	0,97	0,955	0,943	0,91
	ψ_3	1,00	0,975	0,964	0,942	0,893
	ψ_4	0,99	0,98	0,961	0,938	0,901
	ψ_5	0,99	0,982	0,957	0,939	0,899

Atendiendo a la simplicidad del material y a la excelente calidad de las mediciones ejecutadas, se realizaron sólo 5 réplicas. El volumen del mineral deslizado se obtuvo con una probeta graduada de 0.002 m³. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 2.3.

El análisis de varianza realizado con un 99% de confianza demuestra que existe una importante relación entre el ángulo β y el coeficiente ψ (ver figura 2.13 Anexo II.16)

Con el fin de realizar tareas de pronóstico se obtuvo una modelación mediante el Método de los Mínimos Cuadrados donde se tienen los siguientes resultados que indican la posibilidad de obtener un valor confiable de ψ si se conoce β :

$$\text{Ecuación: } \psi = 1.1345 - 0.0074 \cdot \beta \quad [2.73]$$

Variación explicada: 0.02333 Grados de libertad: 1

Variación residual: 0.002546 Grados de libertad: 23

Variación total: 0.025877 Grados de libertad: 24

Error estándar de una estimación: 0.010758

Error probable de una observación: 0.0070969

Coefficiente de correlación, $r = 0.949527$

Para una prueba con nivel de confianza 0.95:

Intervalo de confianza de r : [0.8873 ; 0.9778]

Para una prueba F de Fisher con nivel de confianza 0.95:

Valor de F_c para el ajuste: 210.7447 Valor de F_t por la tabla: 3.4434

El ajuste es estadísticamente significativo ya que $F_c > F_t$.

Prueba para el Coeficiente de β (0.95)

Valor teórico (t de Student), $t = 1.714$ $t_2 = -14.5171$

El coeficiente 2 es estadísticamente significativo ya que $t \leq \text{abs}(t_2)$.

Intervalos de Confianza para los Coeficientes del Modelo (0.95)

Valor teórico (t de Student), $t = 2.069$ $S_{xy} = 0.0105217$

Intervalo de Confianza de b_0 : [1.10843 ; 1.16063]

Intervalo de Confianza de b_1 : [-0.00846 ; -0.00635]

De la ecuación obtenida se deduce que para que $\psi = 1$ en el material laterítico, deberá tomarse $\beta \leq 18.1757^\circ$.

2.6.5. Desplazamiento de partículas en la zona de carga

El mayor desgaste de la banda tiene lugar en la zona de alimentación, debido al deslizamiento del mineral sobre la misma y a los choques producidos durante la caída de las partículas de gran tamaño. El deslizamiento del mineral sobre la banda, es resultado de la diferencia de velocidades entre las partículas alimentadas y la de la banda (David, 2006).

En particular, se determinó que el recorrido promedio del mineral laterítico con respecto a la banda, es de 0,457 a 0,850 m, con valores mínimos de 0,290 m y máximos de 1,632 m. En los resultados se consideran las oscilaciones provocadas por las irregularidades de las partículas y las características elásticas de la banda (Sierra, 2009). Para velocidad de la banda de 1,87 a 2,0 m/s el desplazamiento de las partículas de mineral laterítico sobre la banda es más

desordenado, y la distancia recorrida y su dirección tienen fluctuaciones. A partir de 2,0 m/s el movimiento de las partículas es más ordenado. El fundamento teórico es que con el aumento de la velocidad de la banda, su cantidad de movimiento sobre las partículas es mayor (Sierra et al, 2009).

Cuando la partícula choca con la banda, la deforma durante un período de tiempo y necesita otro período menor de recuperación. La relación entre ambos períodos se denomina coeficiente de restitución (e) y se puede expresar en función de las velocidades relativas antes y después del choque, según su línea de choque (Beer, 1970; Targ, 1980; Roy y Craig, 2002]. Cuando la dirección de movimiento de la carga alimentada es perpendicular al movimiento de la banda y la banda se considera como un cuerpo de gran masa; al no permitir su desplazamiento vertical y tener gran longitud, el choque de las partículas sobre la banda se comporta como una **percusión** (figura 2.14 anexo II.17).

Si la energía con que llega la partícula a la banda, que depende de la altura y la masa, supera el valor de la energía potencial elástica de la banda; se produce la ruptura y desprendimiento de partículas del material de la banda. Cuando la partícula del mineral laterítico tiene forma irregular con aristas cortantes se incrementa la hendidura y desprendimiento de pequeñas partes de la banda y su tiempo de vida útil disminuye aun más.

Para los transportadores de la ECECG (Sierra et al, 2009) el tiempo de vida útil de la banda es 4 120 h, que es el 35% del nominal y el período entre avería es pequeño (72 h promedio).

La deformación de la banda durante el impacto del pedazo de mineral es $\Delta X = \Delta X_d + \Delta X_f$ (m) (Beer, 1970; Targ, 1980; Roy y Craig, 2002], donde; ΔX_d : deformación, hendidura o aplastamiento de la banda por el impacto de los pedazos de mineral al caer (m) y ΔX_f : flexión de la banda cuando los pedazos caen entre dos apoyos de rodillos (m). Sierra et. al [2009] ha obtenido que ΔX se puede calcular a partir de la velocidad V_0 (m/seg) de caída de la partícula desde una altura H (m); de la velocidad v (m/seg) de movimiento de la banda; de

Δt (seg) que es el tiempo durante el cual se realiza el choque y e que es el coeficiente de restitución cuyo valor depende del tipo de material y de las características del impacto. La

$$\text{fórmula obtenida es: } \Delta X = \Delta t \frac{(e+1)}{2} \cdot \left(V_0 - \frac{v}{\tan\theta} \right); \quad [2.74]$$

Según Sierra (2007) se demuestra que:

$$\Delta X_d = \Delta X_{sd} + \sqrt{\Delta X_{sd}^2 + 2 \cdot H_c \cdot \Delta X_{sd}}; \quad [2.75]$$

$$\Delta X_f = \Delta X_{sf} + \sqrt{\Delta X_{sf}^2 + 2 \cdot H_c \cdot \Delta X_{sf}} \quad [2.76]$$

$$\text{Donde } \Delta X_{sd} = \frac{[(q_c + q_b) \cdot X_b]}{E \cdot (0,7 \cdot B)} \quad [2.77]$$

$$Y \quad \Delta X_{sf} = \frac{48^{-1} \cdot ((q_c + q_b) \cdot lrc^4)}{E \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot \left[\frac{q_b}{g} \cdot lrc \cdot (lrc^2 + X_b^2) \right] \right)} \quad [2.78]$$

En que: ΔX_{sd} : deformación estática, hendidura o aplastamiento de la banda provocada por el peso de los pedazos de mineral; m , ΔX_{sf} : flexión estática provocada por el peso de los pedazos de mineral sobre la banda entre dos rodillos (m); H_c : altura de caída del mineral sobre la banda en los puntos de alimentación (m); q_c : peso lineal de la carga (N/m); q_b : peso lineal de la banda (N/m); X_b : espesor de la banda (m); B : ancho de la banda (m); E : módulo de elasticidad de la banda (N/m^2); Lrc : distancia entre rodillos en el punto de carga (m).

La deformación de la banda por aplastamiento es mucho menor que la deformación por flexión. Las observaciones reales de las hendiduras, huecos en la banda por las partes desprendida por el impacto del mineral laterítico; oscilan entre 1,0 y 6,5 mm, que coincide con aproximación del 90 % de los valores teóricos (Sierra et al, 2009).

Si el centro de masa de la partícula no coincide con su línea de choque con la banda, la partícula gira según el sentido en que esté su centro de masa con respecto a la línea de choque y puede suceder en el mismo sentido de movimiento de la banda o contrario. Cuando es contrario al movimiento de la banda, el efecto negativo sobre ésta es mayor.

Para estudiar el desplazamiento de las partículas de mineral laterítico al caer sobre la banda en movimiento con velocidad “ v ”, tamaño de las partículas “ a ” y alturas de caída conocidos “ H_c ”, se realizaron observaciones en cuatro transportadores de la ECECG (TR-2, TR-4B, TR-5A y TR-15). Los resultados se muestran en la tabla 2.6 anexo II.18.

El modelo mínimo cuadrado que se obtuvo para estos datos es el siguiente:

$$\text{Ecuación: } D = -1076.94 + 0.18837 \cdot H_c + 0.664 \cdot a + 672.0297 \cdot v \quad [2.79]$$

Coefficiente de correlación, $r = 0.89$

Para una prueba F de Fisher con nivel de confianza 0.95:

Valor de F_c para el ajuste: 106.4059. Valor de F_t por la tabla: 2.4874

El ajuste es estadísticamente significativo ya que $F_c > F_t$.

Coefficientes de correlación parcial:

Para la variable h : 0.8376; para la variable a : 0.5113; para la variable v : 0.735

Prueba para los Coeficientes del Modelo. Valor teórico (t de Student), $t = 1.664$.

Valor de t para el coeficiente de h : 13.7146. Es estadísticamente significativo

Valor de t para el coeficiente de a : 5.322. Es estadísticamente significativo.

Valor de t para el coeficiente de v : 9.695. Es estadísticamente significativo

El comportamiento que expresa este modelo puede ser interpretado analizando la figura 2.15 anexo II.19, sin embargo, esa ecuación sólo tiene correspondencia física para los valores de $H_c \in [500; 3000]$; $a \in [30; 700]$ y $v \in [1.87; 2.45]$. Para otros valores de esta variable deberían realizarse nuevas mediciones.

Los experimentos y el análisis estadístico del epígrafe (2.6) se realizaron con la ayuda de un diseño factorial y del software “TIERRA” (Legra, 2005) respectivamente.

2.7 Conclusiones

- Se han establecido, la fundamentación, el algoritmo y la extensión de un nuevo enfoque del método de cálculo para transportadores de banda. Sus principales características deben servir de base para la optimización energética que se explica en el Capítulo III.
- Se establece el perfeccionamiento del cálculo de la resistencia al movimiento en los tramos curvos del perfil y del cálculo de la tensión que se origina en los tramos curvos cóncavos hacia abajo mediante los splines cúbicos naturales.
- Se sistematiza el conocimiento sobre:
 - La determinación de los parámetros en el tramo curvo del transportador de banda según el plano horizontal
 - La modelación del accionamiento electromecánico de los transportadores de banda lo cual incluye una nueva expresión para calcular el rendimiento del motor del accionamiento en función de la productividad del transportador, velocidad del motor, de la energía eléctrica consumida; para una traza y perfil establecido en el terreno donde se instala el transportador.
- Se presenta un nuevo modelo del área de la sección de la carga que permite establecer un enfoque preciso para el cálculo del ancho de la banda.
- Los parámetros del material laterítico relacionados con los transportadores de banda tienen los siguientes valores:
 - El tamaño de los pedazos, para una humedad H entre 34% y 38% como $T_e=87.5$ mm que puede llegar hasta un valor máximo de 100 mm.
 - Para H entre 34% y 38%, la MVM está entre 1.1948 y 1.2792 ton/m^3 .
 - Del material que tiene H entre 34% y 38%, alrededor del 80% tiene granulometría entre 0 y 50mm. La media de esta granulometría, ponderada por los porcentajes de presencia de cada clase, es $a=15.72$ mm. Sustituyendo este valor y $H=36$ en la ecuación

[2.71] se obtiene $\varphi_m = 36.538$. De manera semejante, de la fórmula [2.72], se obtiene

$\varphi_t = 35.8$. Se puede asumir que las pilas tienen sección triangular.

- En el material laterítico, deberá tomarse el ángulo de inclinación máximo del transportador como $\beta \leq 18.1757^\circ$ para lograr que coeficiente de deslizamiento $\psi \geq 1$.
- Mediante la ecuación [2.79] puede evaluarse el desplazamiento que tendrá una partícula de tamaño $a \in [30;700]$ que cae de una altura $h \in [500;3000]$ sobre una banda que se desplaza a velocidad $v \in [1.87;2.45]$.

CAPÍTULO 3: OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO ENERGÉTICO DEL TRANSPORTADOR DE BANDA

3.1 Introducción

El diseño (junto a la implementación y explotación) constituye una de las actividades principales de la Ingeniería Mecánica cuando su objeto de trabajo es una Tecnología. Todo proceso de Diseño Tecnológico constituye de manera explícita o implícita una tarea de encontrar los parámetros bajo los cuales se minimiza el costo de producción, o se obtienen equipos de máximo rendimiento, etc, es decir, resolver un problema de optimización.

Un problema de optimización se define a partir de una función objetivo que se modela mediante una función matemática que involucra a las variables que interactúan, sujeta a restricciones que expresan las condiciones bajo las que transcurre el fenómeno que se estudia.

La Optimización de esta Función Objetivo sujeta a restricciones consiste en encontrar un conjunto de soluciones factibles (o sea, soluciones que cumplen con las restricciones) y entre estas soluciones factibles se selecciona una (o más de una) que maximicen o minimicen la función objetivo o que, al menos, estén por encima de cierta cota predefinida para la función objetivo. Esto quiere decir que cuando fijamos cierta cota de *racionalidad* y encontramos soluciones racionales, también estamos optimizando.

La optimización energética es uno de los enfoques más importantes en el Diseño Tecnológico ya que es sinónimo de la eficiencia energética, cuestión de primer orden en la actualidad. En la presente investigación no se pretende establecer un enfoque general de esta optimización, sino que se prefiere optimizar el diseño en cada una de sus **etapas**.

Los objetivos del siguiente capítulo son establecer bajo criterios energéticos:

1. Un procedimiento de diseño del recorrido óptimo de un transportador a partir del modelo digital del terreno.

2. Un procedimiento para optimizar el diseño de las longitudes de los rodillos y su geometría de un transportador.
3. Un procedimiento para el diseño posicional óptimo del accionamiento del transportador.

3.2 Diseño de Transportadores de Banda como un Problema de Optimización

Haciendo referencia al epígrafe 2.2.2, se pueden identificar en el algoritmo propuesto que el punto 3 constituye el paso donde se determina el recorrido (traza y perfil) del transportador. La práctica demuestra que la decisión de la longitud de los tramos así como los puntos topográficos donde se asienta dependen primeramente de la topografía del terreno y de las restricciones impuestas por las características del mineral; esta práctica también demuestra que rara vez se define este recorrido proyectando que el consumo energético sea mínimo. En la presente investigación, ésta constituye la primera fase de la optimización que puede enunciarse como sigue:

Fase 1:

Para una topografía dada, encontrar un recorrido y la definición de los

tramos de un transportador tal que se minimice el valor de $Z = \frac{W_T}{d}$; [3.1]

donde W_T es la resistencia total y d es la longitud total del recorrido.

En una segunda fase y teniendo en cuenta el paso 4 del algoritmo del epígrafe 2.2.2, se pretende definir el perfil detallado del transportador.

Fase 2:

Para el conjunto de puntos inicial y final de cada tramo del transportador, encontrar el conjunto de puntos de apoyo intermedio de cada rodillo de manera que sea mínima la resistencia total al movimiento de la banda y carga sobre los rodillos así como el valor de la tensión en tramos curvos.

En una nueva fase de optimización podemos analizar, según plantea el paso 5 del algoritmo del epígrafe 2.2.2, cuál es el conjunto de rodillos y su respectiva geometría que garantizan el mejor desempeño del transportador.

Fase 3:

Obtener el número de rodillos y los ángulos que se forman entre ellos cuando se define la geometría de la artesa, de manera que se alcance un diseño que, manteniendo la productividad y la velocidad pedidas, minimice el valor del ancho de banda calculado.

Finalmente se enuncia la fase 4 de la optimización que pretende estudiar la mejor colocación de los motores de accionamiento del transportador que constituye el paso 8 del algoritmo del epígrafe 2.2.2.

Fase 4:

Encontrar las posiciones de m_t motores en los puntos del recorrido del transportador de manera que se minimice el valor de la tensión máxima de la banda.

El enfoque de la presente investigación se basa en que:

1. Un diseño que optimice cada una de estas fases, optimiza globalmente todo el diseño.
2. Las cuatro fases, de ser necesario, pueden integrarse en un lazo que permita refinar las soluciones en cada iteración.

3.3 Elección del Método de Optimización

Entre los variados métodos que se han creado para resolver problemas de optimización, se ha seleccionado como método básico el siguiente:

1. Discretizar los valores de las variables. Con este procedimiento el problema queda escrito como un Problema de Optimización Combinatoria.

2. Aplicar el Método Exhaustivo que consiste en evaluar las restricciones para cada una de las combinaciones de los valores discretos de las variables. Cuando cierta combinación de valores de las variables satisface las restricciones, entonces, se dice que se obtuvo una solución factible.
3. Evaluar la función objetivo para todas las soluciones factibles y seleccionar las mejores soluciones según sea adecuado (combinaciones que generen el menor o los menores valores; o que generen el mayor o los mayores valores).

Las ventajas de este método es que no se presentan complicaciones relacionadas con la continuidad, aleatoriedad, derivabilidad, etc. de las funciones objetivos y las restricciones. Las desventajas del método están relacionadas con la correcta selección de la discretización de manera que se contemple el análisis del mayor número de casos y se logre obtener la solución en un tiempo razonable para lo cual es imprescindible el uso de medios de cómputo automatizados.

3.4 Modelo digital del terreno

3.4.1 Introducción al Modelo Digital del Terreno

El modelo digital del terreno (MDT) es la formación de modelos matemáticos que contemplen una superficie continua (definida de forma funcional) o discreta (definida mediante una tabla de puntos), y que se aproxime de la mejor forma a la superficie real del terreno que se pretenda representar. Los MDT más usados son una representación numérica de las características topográficas del terreno, dadas por las coordenadas tridimensionales de un conjunto de puntos que lo definen (Zubrinic y Reuter, 2004; Priego et al, 2002; Gago, 2006).

Los datos de partida son una nube de puntos con coordenadas tridimensionales (x, y, z), con distribución irregular, que serán procesados mediante algoritmos de cálculo que generan el MDT. El algoritmo que se utiliza usualmente crea una superficie matemática discreta formada

por superficies elementales planas de base triangular, que se definen a partir de los datos de coordenadas tridimensionales.

Los algoritmos que se utilizan para la formación de la malla de triángulos del plano, se basan fundamentalmente en la Triangulación de Delaunay que permite obtener un conjunto de triángulos adecuados.

3.4.2 Modelo Digital del terreno basado en el Método de Delaunay

Dado un conjunto de n puntos del plano (X_i, Y_i) , una triangulación es una familia maximal de triángulos, cuyos interiores son disjuntos y cuyos vértices son puntos del conjunto y en su interior no hay ningún punto del conjunto.

Puede obtenerse una triangulación añadiendo, mientras sea posible, segmentos rectilíneos que unan puntos de la nube que no atraviesen a los segmentos considerados anteriormente.

Según el Criterio de Delaunay: en cada triángulo, el círculo que pasa a través de los tres vértices no encierra ningún otro punto de entrada. Luego, el proceso ajusta una superficie plana a cada triángulo, de manera tal que la totalidad de la superficie está modelada como una colección de facetas triangulares planas (www.geovectra.cl).

El siguiente problema de interpolación es el núcleo de la obtención del MDT:

Dada una nube de puntos (X_i, Y_i) de los que se conoce su altitud o cota Z_i (respecto al plano XY), deducir la altura Z_e de un nuevo punto (X_e, Y_e) sin necesidad de efectuar nuevas mediciones

Este problema se resuelve encontrando una triangulación formada por los m triángulo T_j cuyos vértices son puntos (X_i, Y_i) ; para cada triángulo A_j se define un plano P_j que pasa por tres puntos (X_i, Y_i, Z_i) correspondiente a cada uno de los tres vértices de cada triángulo. Cada uno de estos planos P_j tiene una ecuación de la forma $Z = a_j + b_jX + c_jY$; [3.2]. Si el punto (X_e, Y_e) está dentro de un triángulo A_j , entonces $Z_e = a_j + b_jX_e + c_jY_e$; [3.3]. Esta es la técnica llamada de Interpolación Lineal con Triangulación.

Esta técnica será más efectiva en la medida en que los triángulos sean lo más equiláteros posible. Entonces, lo que se pretende es que, entre todas las triangulaciones definidas sobre una nube de puntos, encontrar aquella que el menor ángulo definido entre los lados de los triángulos, sea máximo. La triangulación óptima, es la que maximice el ángulo mínimo (Priego et al, 2002 y Weatherill et al, 2002).

Se implementó para obtener el MDT la ventana que se muestra en la figura 3.1 Anexo III.1

El levantamiento topográfico consistió en un conjunto de puntos que se ilustran en las figuras 3.1 y 3.2:

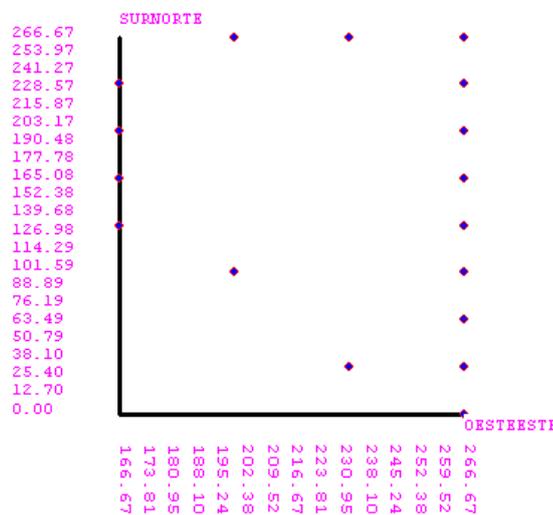


Figura 3.1 Levantamiento Topográfico. Vista de Planta

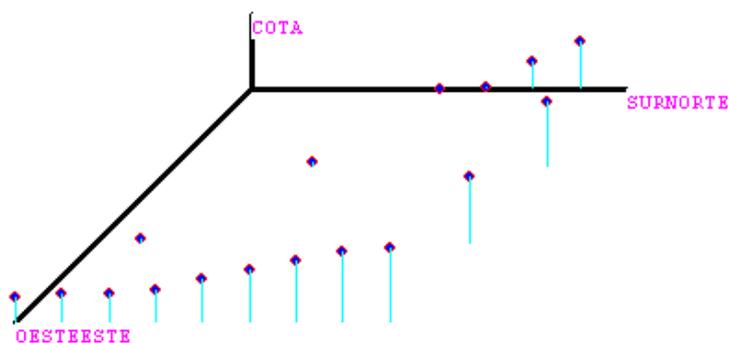


Figura 3.2 Levantamiento Topográfico. Vista tridimensional

La Triangulación de Delaunay se ilustra en la figura 3.3.

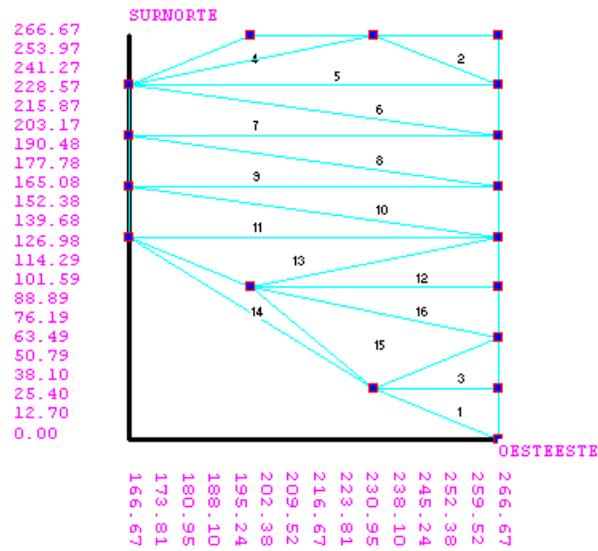


Figura 3.3 Triangulación de Delaunay.

El MDT es un conjunto de 40x40 puntos que se ilustra en la figura 3.4.

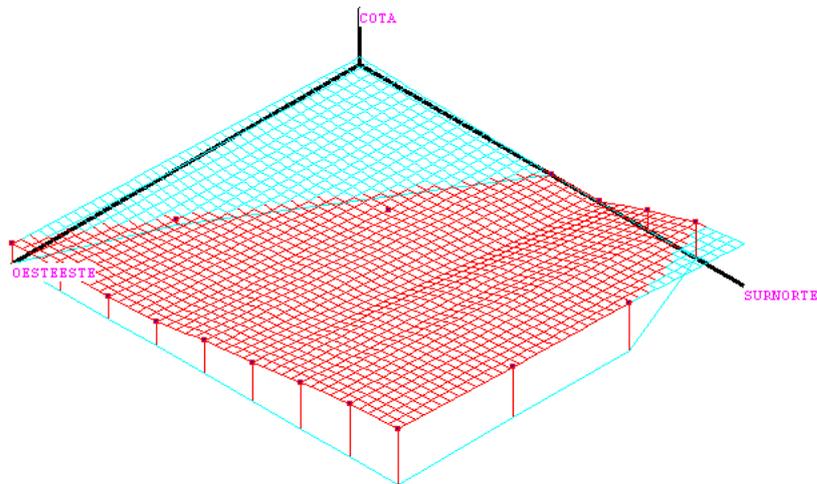


Figura 3.4 MDT obtenido mediante interpolación lineal con triangulación.

3.4.3 Optimización del recorrido del transportador

El problema de optimización descrito en la Fase 1 del epígrafe 3.2 se resuelve mediante los siguientes pasos:

1. Establecer:
 - a. Propiedades del material a transportar.

- b. Una definición preliminar de las características de la artesa que puede basarse en un rodillo que defina la productividad y la velocidad deseadas.
 - c. Modelo Topográfico del Terreno.
 - d. Puntos Inicial y Final del transportador.
 - e. Longitud Máxima Permisible de cada tramo.
 - f. Ángulo Vertical Máximo.
 - g. Ángulo Horizontal Máximo.
2. Dado el punto actual (en el primer paso se trata del punto inicial), buscar cada punto del MDT que cumpla que el segmento de recta espacial que lo une con el punto actual cumple que tiene una longitud no mayor que la máxima permitida, el ángulo con respecto al plano horizontal no es mayor que el ángulo vertical máximo y el ángulo que forma la proyección en planta de este segmento con respecto a la proyección del segmento anterior, no sea mayor que el ángulo horizontal máximo. Para los puntos que cumplan estas condiciones se obtiene el valor de $Z = \frac{W_T}{d}$ donde W_T es la resistencia total y d es la longitud total del recorrido. Si ningún punto cumple estas condiciones, el algoritmo finaliza.
3. Se selecciona como próximo punto aquel donde se minimice Z a menos que la distancia desde el punto actual hasta el punto final sea menor que la distancia máxima del tramo y en este caso el proceso finaliza tomando como último punto el punto final del tramo; en otro caso sigue el paso 4.
4. Se repite desde el paso 2 tomando como punto actual, al punto seleccionado en el paso 3. Cuando este algoritmo finaliza para sucesiones de puntos que no lleguen al punto final del transportador, deben estudiarse las condiciones de diseño para buscar variantes que logren llegar al punto final del transportador.

Como ilustración, en la figura 3.5 se muestra la ventana de diálogo para obtener el recorrido del transportador bajo las condiciones que se muestran en la figura 2.3 anexo II.1 y en la figura 3.6 se muestra una vista en 3D de ese diseño.

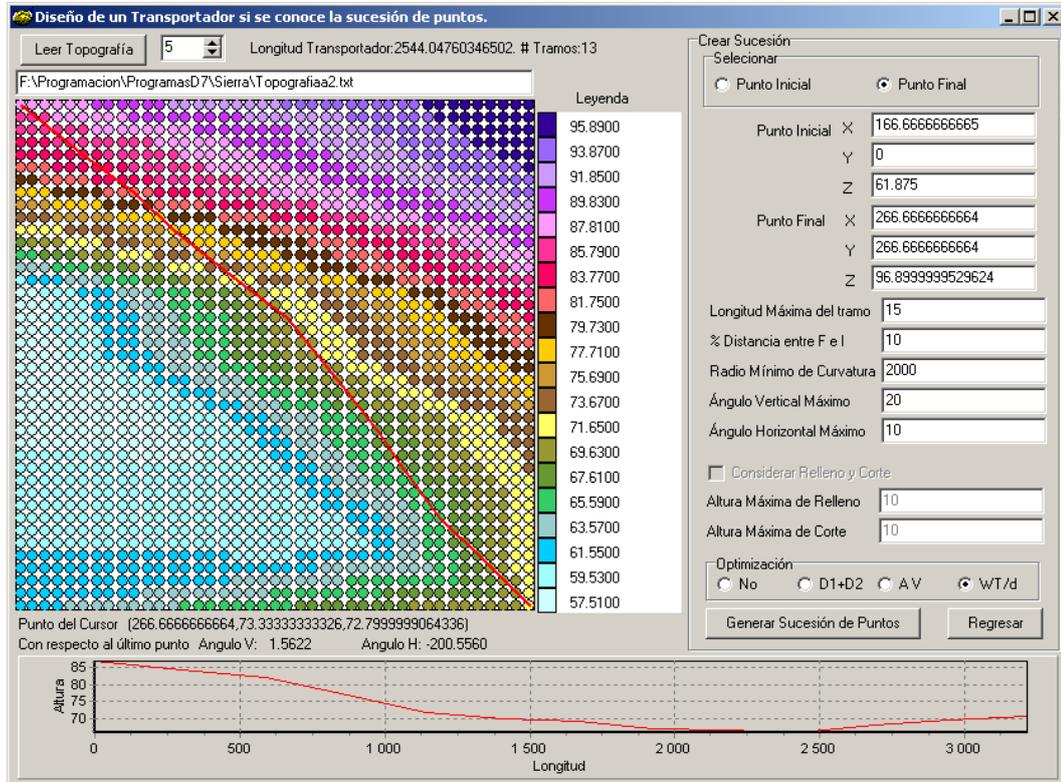


Figura 3.5: Diálogo para generar la sucesión de puntos del recorrido de un transportador

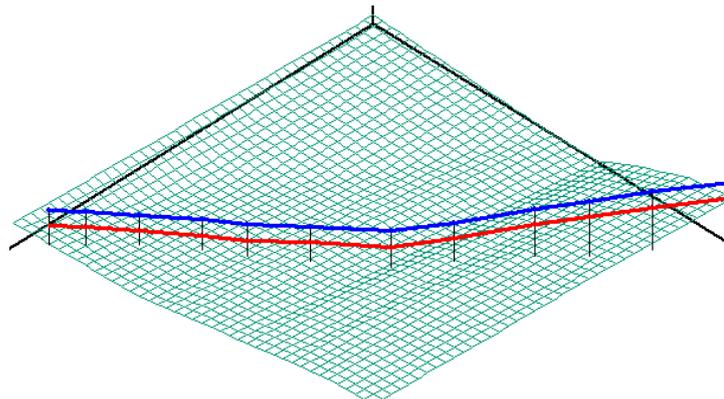


Figura 3.6: Vista tridimensional del recorrido diseñado.

3.4.4 Optimización del perfil de cada tramo

Se basa en lo planteado en el epígrafe 2.3.1:

El spline $f(x)=S(x)$ minimiza el funcional $J(f) = \int_a^b |f''(x)|^2 dx$ en el espacio de Sobolev

$H^2([a;b])$, donde $J(f)$ es una aproximación de curvatura la $K = \left| \frac{f''(x)}{(1 + f'(x)^2)^{\frac{3}{2}}} \right|$. Esto tiene un

valor práctico importante ya que, si se mantienen las premisas de que la curva que pasa por los n puntos que definen al spline, sea continua y además, sean continuas sus dos primeras derivadas, cuando aumenta la curvatura entonces se producen dos fenómenos:

- a. La longitud de $S(x)$ será mayor. Esto es esencial ya que según plantean las ecuaciones 1.1 y 1.2 el valor de W depende directamente de la longitud (l) de cada tramo.
- b. Puesto que el cálculo de la tensión según se expone en la fórmula [2.11]:

$$S_{i+1} = [S_i \cdot K_{Si}^{curvo} + W_{i,i+1}] \cdot \frac{1}{K_{Si+1}^{curvo}}$$

depende del valor de K_{Si}^{curvo} que para los tres casos explicados

en el epígrafe 2.3.2 dependen de los ángulos β_{i-1} y β_i que forman los segmentos con respecto a la horizontal. Para el caso de cambio concavo, a medida que aumenta la diferencia entre los ángulos (propio de un arco con gran curvatura), el valor de K_{Si}^{curvo} aumenta y por tanto el de S_i . Para el caso de cambio convexo los valores de K_{Si}^{curvo} y de K_{Si+1}^{curvo} disminuyen cuando aumentan los valores de los ángulos, aunque no de la misma forma. El valor de K_{Si+1}^{curvo} es prácticamente igual a 1 siempre que ambos valores de los ángulos sean no mayores de 60° ; cuando ambos valores se acercan al mismo tiempo a 90° entonces este coeficiente decrece bruscamente haciendo que S_{i+1} crezca muy rápido. Por otra parte el valor de K_{Si}^{curvo} tiene un comportamiento semejante pero su decrecimiento se acelera cerca de los 45° . En general puede afirmarse que si ambos ángulos son pequeños, entonces ambos coeficientes son prácticamente iguales a 1 lo cual quiere decir que para

una curva $S(x)$ de poca curvatura el valor de la tensión S al final del tramo dependerá casi linealmente del valor de S en el tramo anterior y del valor de W en el tramo que se analiza. Entonces es posible definir un transportador con valor mínimo de rozamiento y un valor mínimo de tensión, si su perfil está dado por un spline cúbico natural que tiene curvatura global mínima.

La optimización consiste en obtener el spline cúbico natural que pasa por los puntos que definieron los tramos del transportador y luego evaluar este modelo geométrico para puntos intermedios sobre los cuales se colocarán las baterías de rodillos de la artesa. Si se conoce la longitud del transportador, el número de baterías de rodillos define la distancia entre ellos.

La optimización, en este caso, se basa en determinar cuántas baterías de rodillos deben colocarse y la cota de cada una de ellas, para minimizar la resistencia total del transportador y su tensión. Nótese que al aumentar la cantidad de rodillos mejora el diseño de la curvatura óptima pero aumenta el peso de los rodillos por lo cual debe buscarse una variante entre estos dos factores.

El diseño del transportador sobre la sucesión de puntos definida en el paso 3.4.3 se puede observar en la parte inferior de la **figura 2.3 Anexo II.1**. El diseño del transportador mediante 60 puntos obtenido mediante el spline cúbico natural se ilustra en la figura 3.7.

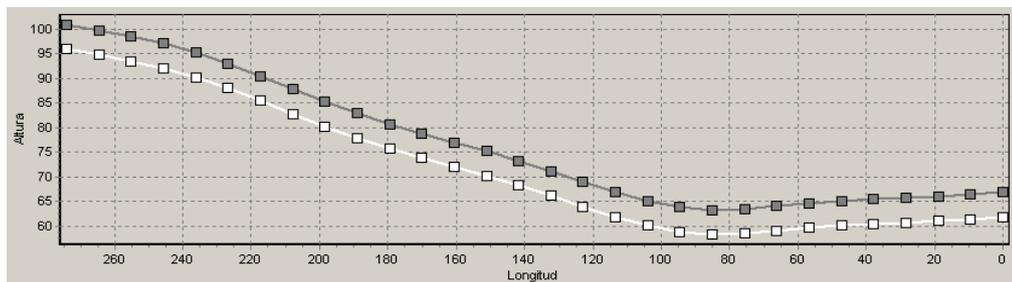


Figura 3.7: Diseño del perfil de un transportador usando spline cúbico natural.

3.5 Optimización teniendo en cuenta el diseño de la artesa

El diseño del perfil de cada artesa se basa en conocer las dimensiones de cada rodillo, el ángulo que forman entre ellos y las longitudes de los márgenes de seguridad del material (Ms)

y de los rodillos (Rs). En la presente investigación se plantea la obtención del número de rodillos y los ángulos que forman entre ellos cuando se define la geometría de la artesa, de manera que se obtenga un diseño que, manteniendo la productividad y la velocidad pedidas, **minimice el valor del ancho de banda** calculado.

Puesto que estas longitudes y ángulos son magnitudes continuas, entonces debe procederse a una discretización de cada una de las variables que modelan dichas magnitudes y para ello, para cada variable X , se define su valor inicial X_1 , su valor final X_2 y el paso de cambio de un valor a otro δ_x .

El diálogo programado para realizar esta optimización se muestra en la figura 3.8. Nótese que en ese caso sólo se evaluarán las combinaciones de hasta 3 rodillos.

Configuración de la optimización de los rodillos

NOTA: Los ángulos en grados sexagesimales y las longitudes en milímetros

Variar el número de rodillos **Para # R** Valor Inicial 1 Valor Final 7 Paso 1

Variar el valor LR **Para LR** Valor Inicial 120 Valor Final 140 Paso 4

Variar valores de A1 y L1 **Para A1** Valor Inicial 44 Valor Final 50 Paso 1
Para L1 Valor Inicial 216 Valor Final 230 Paso 2

Variar valores de A2 y L2 **Para A2** Valor Inicial 0 Valor Final 45 Paso 5
Para L2 Valor Inicial 1 Valor Final 500 Paso 20

Variar valores de A3 y L3 **Para A3** Valor Inicial 0 Valor Final 45 Paso 5
Para L3 Valor Inicial 1 Valor Final 500 Paso 20

Por ciento de V_r admisible respecto a V_d 5

Colocar la mejor opción en el proyecto

Buttons: Grabar, Leer, Regresar, Continuar

Graph axes: Altura, Longitud

Figura 3.8: Datos para buscar la combinación de rodillos para conformar una artesa óptima.

Como resultado se obtiene una lista de soluciones factibles, por ejemplo:

Valor de Velocidad Real: 3.145

Número de rodillos: 3

Longitud del rodillo central: 123 mm

Longitud del otro rodillo: 225mm

Ángulo que forma el rodillo central con los otros: 44°.

Ancho de la banda $B_e=0.613$

Y se informa el mejor resultado, es decir, aquella configuración que garantiza la productividad pedida para una velocidad admisible no diferente un 5% de la velocidad sugerida y que tenga el ancho de banda lo menor posible.

Una variante de este método es seleccionar la configuración que minimice el valor de W_T .

3.6 Optimización del diseño posicional del accionamiento del transportador

El accionamiento del transportador se resuelve mediante la ubicación de sistemas constituidos por motores, acoplamientos y transmisiones. La transmisión está formada por un equipamiento reductor y un tambor motor que mueve la banda. Todo transportador debe tener al menos un sistema de accionamiento que generalmente se sitúa en uno de los extremos del mismo, cerca de los puntos de carga y/o descarga.

En el epígrafe 1.4 se plantea que una tendencia actual en el diseño de transportadores ha sido fraccionar y distribuir el accionamiento a través de todo el recorrido para lograr una disminución de la tensión máxima de la banda, pero que no se plantea aún el procedimiento para definir los puntos más adecuados para instalar cada accionamiento en el perfil.

Con este fin se propone que se calcule la tensión máxima S_{max} para todo el transportador para las variantes de situar:

1. Un sistema de accionamiento en cualquiera de los n puntos que definen el recorrido del transportador.
2. Dos sistemas de accionamiento en cualquier combinación de dos de los n puntos que definen el recorrido del transportador.

...

K. Un total de K ($K \leq n$) sistemas de accionamiento en cualquier combinación de K puntos de los n puntos que definen el recorrido del transportador.

Es evidente que la mejor opción será aquella donde el **valor de S_{\max} sea menor.**

Para esta investigación se ha implementado la búsqueda de la mejor ubicación de los sistemas de accionamiento para $K=3$.

Los resultados se muestran tal como se ilustra a continuación:

Resultados de posición de Motores

Valor de S_{\max} para 1 motor

S_{\max} : 4898.44535

Para el tramo 22. En el punto 1

Valor de S_{\max} para 2 motores

S_{\max} : 4191.36967

Motor 1 en el tramo 20. En el punto 1

Motor 2 en el tramo 22. En el punto 2

Valor de S_{\max} para 3 motores

S_{\max} : 4074.57102

Motor 1 en el tramo 19. En el punto 1

Motor 2 en el tramo 20. En el punto 1

Motor 3 en el tramo 22. En el punto 1

La importancia de lograr minimizar el valor de S_{\max} está dada porque cuando este valor es menor, para una banda dada se puede alargar la distancia de transportación; también, para cierta distancia de transportación se puede escoger una banda de menor calidad lo cual abarata los costos. En las figuras 3.2 y 3.3 de los anexos III.2 y III.3 se muestran el perfil y la variación de la tensión en el transportador CO2CO3 para uno, dos y tres accionamientos.

Por supuesto, la definición del número de accionamientos y sus características deberán ser evaluadas mediante un cálculo económico.

3.7 Análisis Económico Dinámico de la Optimización a través del VAN, TIR y Período de Recuperación

Las herramientas del análisis económico permiten determinar, financieramente, cuáles son las mejores variantes de un proyecto tecnológico. Dentro de estas herramientas las más útiles son las denominadas dinámicas (varían en el tiempo) que permiten estudiar el comportamiento del saldo (diferencia entre gastos e ingresos) en diferentes momentos del desarrollo del proyecto tecnológico. Dentro de estas herramientas las más conocidas son el Valor Actual Neto (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) y el Período de Recuperación (PR).

El VAN es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros. El método, además, descuenta una determinada tasa o tipo de interés igual para todo el período considerado. Se define de la siguiente forma:

$$VAN = \sum_{i=0}^m \frac{Sa_i}{Q_i} ; \quad [3.4]$$

i:	Año
m:	Total de años
k:	Interés (%)

Donde,

$$Sa_i = Cobros_i - Pagos_i = C_i - P_i ; \quad [3.5]$$

$$Q_i = (1 + K_{ccap})^i$$

El valor de C_i está determinado por los ingresos (cobros) que realiza el inversionista durante la explotación del proyecto. En el caso de un transportador se tiene como fuente de ingreso el valor total de la transportación en cada año (VTA). Este valor se calcula:

$$VTA = VTM \cdot Q \cdot t \cdot L ; \quad [3.6]$$

Donde Q es el valor de la productividad, t son las horas trabajadas en el año, L es la longitud de transportación y VTM es el valor de transportar una tonelada por unidad de longitud.

El valor de P_i debe ser estudiado primero de manera particular cuando $i=0$, es decir en la etapa de montaje. En esta etapa se tienen en cuenta los siguientes gastos:

- Infraestructura: Cimientos, Estructuras y Montaje
- Artesa: Costo de la estructura y Costo de los rodillos
- Accionamiento: Costo de los Motores, Costo de los reductores y acoplamientos, Costo de tambores motor, Costo de dispositivos de regulación y control, Costo de frenos, etc.
- Banda: Costo de la Banda y Costo de Empalme de la Banda
- Puntos de Limpieza
- Puntos de Carga
- Puntos de Descarga
- Puntos de Tensión
- Instalación de Artesa, Banda y Puntos

Para $i>0$, el valor de P_i contempla los siguientes rubros:

- ✓ Valor de la energía que se consume en un año.
- ✓ Gastos de Mantenimiento
- ✓ Gastos de salarios y otros.

El TIR o Tasa Interna de Retorno es el valor de K_{ccap} que logra que el VAN se anule cuando

$$i=m. \text{ Para obtenerlo debe resolverse para } K_{ccap} \text{ la ecuación } \sum_{i=0}^m \frac{S_i}{(1 + K_{ccap})^i} = 0 \quad [3.7]$$

El valor de i representa al tiempo y en el momento en que el VAN pase a ser un valor positivo se dice que n toma el valor llamado Período de Recuperación (PR). Este valor se puede calcular como un valor intermedio entre dos años.

Para cada proyecto propuesto de transportador se puede calcular el VAN como punto de referencia para evaluar su factibilidad. Aquellos proyectos factibles de mayor VAN, serán considerados los de mayor nivel de aceptación.

Durante el desarrollo de la presente investigación se implementaron los cálculos del VAN, TIR y PR mediante la ventana que se muestra en la figura 3.9.

Análisis Económico Dinámico

Pagos
Diseño y Montaje
Infraestructura Cimientos: 394017.257 Estructuras: 703602.245 Montaje: 309584.988
 Total de Baterías de Rodillos: 6940
 Longitud de cada Batería de Rodillos: 0.85

Artesa Estructura (1 m): 48 Costo de toda la estructura: 442217.9695784
 1 m de Rodillos: 16.55 Longitud Total de Rodillos: 5899 Costo de todos los rodillos: 97628.45

Accionamiento Valor de 1: 77210.06 Total de Accionamientos: 2 Costo de Accionamientos: 154420.12

Banda 1 m de Banda: 232.25 Costo de toda la banda: 2139690.071554 **Instalación de Artesa, Banda y Puntos**: 0

Puntos Limpieza Cuantos: 1 Valor de 1: 300 Valor Total: 300 **Puntos de Carga** Cuantos: 1 Valor de 1: 4000 Valor Total: 4000
Puntos Descarga Cuantos: 0 Valor de 1: 0 Valor Total: 0 **Dispositivos Tensión** Cuantos: 0 Valor de 1: 0 Valor Total: 0

Explotación
 N: 189.862291 Coeficiente de Utilización [0,1]: 0.85 Nr: 161.38294735 t: 6336 E: 1022522.3544096
 Valor de 1 kw h: 0.105 Valor de E: 107364.847213008 Mantenimiento Anual: 0 Salario y Otros Gastos Anuales: 297000

Cobros
 Cuanto se cobra por trasladar 1 metro, 1 tonelada de material: 0.3833 Productividad Anual: 5068800 Longitud: 9212.8743662 Ingresos Anuales por Transportación: 1942871.04

Datos Totales para el Cálculo Dinámico Económico Impuestos 12 % Gastos de Depreciación D=Go/h

Número de años: 6

Valores de Cobros (ganancia del usuario) y Gastos (lo que paga el usuario) por año. En cada celda escriba 0 o números reales positivos

Año	0	1	2	3	4	5
Cobro = C	0	1942871.04	1942871.04	1942871.04	1942871.04	1942871.04
Pago = P	4245461.10113245	913820.179348902	913820.179348902	913820.179348902	913820.179348902	913820.179348902
Saldo = C - P	-4245461.10113245	1029050.8606511	1029050.8606511	1029050.8606511	1029050.8606511	1029050.8606511

Interés (en %): 10

Paso E para el Cálculo del TIR: 0.00001 **5. Cálculos Económicos** **VAN**: 236323.67 Pesos
 Cota Máxima del TIR (en %): 300 **TIR**: 11.88 %
 Paso E para el Cálculo del PeRe: 0.00001 **Período de Recuperación**: 5.59 Años

Figura 3.9: Ventana para el cálculo de VAN, TIR y PR para el transportador actual CO2CO3.

3.8 Caso de estudio

El caso que se analiza a continuación es el transportador CO2CO3 de la Empresa Comandante René Ramos Latour (ECRRL) de Nicaro, Provincia Holguín. Este transportador forma parte

de una secuencia de cinco grandes transportadores, a saber: CO1 (traza recta), CO2CO3 (traza recta), CO4 (traza curva), CO5 (traza recta) y CO7 (traza recta) de los cuales el CO2CO3 es el más largo del los que tienen trazas rectas.

3.8.1 Caracterización de la Topografía

La topografía del terreno donde se diseña el transportador CO2CO3 se caracteriza por ser regular y descendente en la dirección Suroeste-Nordeste que es la que sigue la traza del transportador (ver figura 3.4 anexo III.4).

Con el fin de simplificar los cálculos del transportador se tomó un sistema de coordenadas auxiliar (X;Y;Z) que con referencia al sistema de coordenadas nacional (Este;Norte;Cota) que usualmente se usa para los modelos digitales del terreno, tiene las siguientes relaciones:

$$X = \text{Este} \cdot \sin(660) - \text{Norte} \cdot \cos(660) - 477957.49; \quad [3.8]$$

$$Y = \text{Este} \cdot \cos(660) + \text{Norte} \cdot \sin(660) - 441723.86 \quad [3.9]$$

$$Z = \text{Cota} - 516.553$$

De este modo los valores de X son todos igual a 0 m, los valores de Y van desde 0 hasta 4600 m y los valores de Z van desde 6.5 hasta 110 m.

Uno de los requerimientos particulares de este transportador es que tuviera su traza recta, cuestión que es posible cumplir en la topografía del terreno que cubre. Sin embargo el perfil, a pesar de que es descendente, se determinó a partir de numerosos trabajos de reacondicionamiento del terreno (rebajes y rellenos). En la presente investigación se analizará la posibilidad de mejorar el perfil del transportador, pero sin variar el diseño actual de los puntos principales que definen cada tramo.

3.8.2 Funciones del transportador y parámetros tecnológicos básicos

El transportador CO2CO3 tiene como función principal: recibir mineral laterítico en el punto de descarga del transportador CO1 y transportarlo hasta el transportador CO4 al cual lo descarga.

Los parámetros de entrada del diseño se dan en las tablas 3.1 Anexo III.5 y el diseño realizado por la empresa alemana FAM arrojan los siguientes parámetros expuesto en la Tabla 3.2 Anexo III.6. La secuencia de los puntos principales para los tramos vacíos se da en la tabla 3.4 Anexo III.10.

3.8.3 Resistencias, Tensiones y Potencia en el diseño actual

El cálculo de las resistencias (en N) en cada tramo mediante los métodos clásicos y mejorados según la propuesta de la presente investigación arrojó los resultados expuestos en la tabla 3.5 del anexo III.11.

Nótese que al calcular el valor de W usando splines la diferencia es pequeña en cada tramo (el error relativo porcentual no supera el 1%). Sin embargo, si se observan los valores de Se, Wo y N en los puntos donde se situaron los accionamientos se tienen notables diferencias, cuyo valor más notable es la que existe entre los valores de N en el motor del tramo 21 donde el error relativo porcentual llega a ser de un 11.5%:

Tabla 3.1: Tabla comparativa del cálculos, por los métodos clásico y propuesto, de la tensión de entrada Se (en N), el esfuerzo de tracción Wo (en N) y la potencia (en kW).

Tramo	Método Clásico			Método Propuesto		
	Se	Wo	N	Se	Wo	N
21	79560.12	58884.20	67.72	84235.46	62359.31	76.52
40	113838.15	84254.13	96.89	110447.35	81763.90	100.33

Sin embargo, el mayor problema está relacionado con el hecho de que para lograr que este transportador tenga una velocidad $v=2.85$ m/s y una productividad de 800 t/h para un material de masa volumétrica $\gamma=1.4$ ton/m³ y coeficiente de deslizamiento $\psi =0.96$ sería necesario

según [2.23] que el área $A = \frac{Q}{3600 \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi} = \frac{800}{3600 \cdot 2.85 \cdot 1.4 \cdot 0.96} = 0.0580154089$ m². Esta

área de la sección ocupada por el mineral sólo podría obtenerse si el margen de seguridad general definido en el epígrafe 2.4, tuviera un valor de 0.3 m y el lado útil de los rodillos laterales sólo sería de 0.07 m. Esto significa que se ha diseñado una artesa y una banda con sobredimensionamiento (Figura 3.5 anexo III.7).

La validación de la función objetivo se realizó en el transportador CO2CO3 con las condiciones actuales del transportador. Se realizó una comparación entre la potencia calculada por la función objetivo y las mediciones para las mismas condiciones Tabla 3.3 anexo III.8 . Los experimentos se realizaron con los instrumentos y equipos cuyas características se dan en la figura 3.6 anexo III.9.

3.8.4 Propuesta de nuevo diseño tecnológico del transportador

La propuesta de mejora del diseño del transportador caso de estudio se basa en tres pasos:

Mejora del perfil del transportador

Esta mejora consiste en obtener un perfil definido a partir del spline que generan los puntos de la tabla 3.4 anexo III.10. El valor de la resistencia total al movimiento antes de esta mejora es $W_T = 139383.77 \text{ N}$.

Para definir el nuevo perfil se tomaron 460 puntos (de manera que cada pareja de puntos está a una distancia de 10m). Ahora, el valor de la resistencia total al movimiento es $W_T = 139165.21 \text{ N}$ con lo cual se concluye que en este caso la mejora del perfil no contribuye significativamente a la optimización del valor de W_T .

Diseño de la artesa

Para mejorar el diseño de la artesa se realizaron tres corridas, respectivamente para 1, 2 o 3 rodillos. Se variaron la longitud de L_r y L_1 entre 100 y 400 mm tomando como un paso de 25mm; el ángulo A_1 se varió entre 5° y 45° con un paso de 5° ; los valores de los márgenes de seguridad fueron de 0.25m (rodillo superior) y de 0.07m (del material). Sólo se admitieron las soluciones donde $Q=800 \text{ ton/h}$ y la velocidad se diferenciara hasta en un 5% de la velocidad pedida $V=2.85 \text{ m/s}$. Los resultados obtenidos se dan en la tabla 3.6 del anexoIII.12.

De estas soluciones puede tomarse como la más adecuada aquella que minimice el valor de W_T ($R=3$; $L_r=224\text{mm}$; $L_1=124\text{mm}$; $A_1=29^\circ$; $V_r=2.98\text{m/seg}$; $B_c=0.6120$; $W_T=79904.80$) o aquella donde la velocidad esté más cercana a la velocidad deseada ($R=2$; $L_1=249\text{mm}$;

$A_1=39^\circ$; $V_r=2.836\text{m/seg}$; $B_c=0.638\text{m}$; $W_T=81299.84$). En la presente investigación se asumirá la segunda configuración para el próximo paso.

Ubicación de los tambores motores

En este punto fueron analizadas las posibilidades de ubicar 1, 2 o 3 tambores matrices y en cada caso se calculó el valor de tensión máxima S_{max} . Para un tambor motriz se obtuvo que el mejor emplazamiento es en el punto 2 del tramo 36 ($N=340.82\text{ kW}$) donde $S_{max}=119970.72\text{ N}$. Si se proponen dos tambores motrices se obtiene que las mejores ubicaciones son: el primer tambor en el punto 3 del tramo 15 ($N=171.22\text{ kW}$); el segundo tambor en el punto 2 del tramo 38 ($N=172.31\text{ kW}$) y en este caso el valor de S_{max} es 60303.61 N .

Para tres motores se probaron las combinaciones de los mismos en los puntos iniciales de cada tramo obteniéndose los resultados de la tabla 3.7 Anexo III.13.

También se probaron las combinaciones de tres motores en los puntos finales de cada tramo obteniéndose los resultados de la tabla 3.8 Anexo III.14.

Se analizaron todas las opciones que se obtienen colocando el primer tambor motriz en uno de los puntos del tramo 5 o del tramo 6, tabla 3.2.

En el primer caso los valores de N son respectivamente 114.99 kW ; 112.74 kW ; y 111.97 kW para un total de 339.71 kW . En el segundo caso los valores de N son respectivamente 110.26 ; 116.77 kW ; kW ; y 112.84 kW para un total de 339.87 kW . Para propósitos de diseño ambas variantes son aceptables.

Tabla 3.2: Valores de S_{max} al ubicar óptimamente tres tambores motrices: El primer tambor se ubica en los tramos 5 y 6.

Tramo M1	Punto M1	Tramo M2	Punto M2	Tramo M3	Punto M3	S_{max}
5	3	21	1	38	7	40478.84
6	2	21	3	38	2	41105.43

Análisis Económico Dinámico

Pagos

Diseño y Montaje

Infraestructura Cimientos: 289377.768 Estructuras: 516746.015 Montaje: 227368.247 Total de Baterías de Rodillos: 6940 Longitud de cada Batería de Rodillos: 0.498

Artesa Estructura (1 m): 44.36 Costo de toda la estructura: 408683.1068854 Graba: Lee

1 m de Rodillos: 14.63 Longitud Total de Rodillos: 3456.12 Costo de todos los rodillos: 50563.0356

Accionamiento Valor de 1: 64767.6 Total de Accionamientos: 2 Costo de Accionamientos: 129535.2

Banda 1 m de Banda: 181.50 Costo de toda la banda: 1672136.697468 **Instalación de Artesa, Banda y Puntos**: 0

Cuantos Valor de 1 Valor Total

Puntos Limpieza 1 300 300 **Puntos de Carga** 1 4000 4000

Puntos Descarga 0 0 0 **Dispositivos Tensión** 0 0 0

Explotación

N: 342.534573 Coeficiente de Utilización [0,1]: 0.85 Nr: 291.15438705 t: 6336 E: 1844754.1963488

Valor de 1 kw h: 0.105 Valor de E: 193699.190616624 Mantenimiento Anual: 0 Salario y Otros Gastos Anuales: 297000

Cobros

Cuanto se cobra por trasladar 1 metro, 1 tonelada de material: 0.3833 Productividad Anual: 5068800 Longitud: 9212.8743662 Ingresos Anuales por Transportación: 1942871.04

Datos Totales para el Cálculo Dinámico Económico Impuestos 12 % Gastos de Depreciación D=Go/n

Número de años: 6

Valores de Cobros (ganancia del usuario) y Gastos (lo que paga el usuario) por año. En cada celda escriba 0 o números reales positivos

Año	0	1	2	3	4	5
Cobro = C	0	1942871.04	1942871.04	1942871.04	1942871.04	1942871.04
Pago = P	3298710.06995389	886544.399011091	886544.399011091	886544.399011091	886544.399011091	886544.399011091
Saldo = C - P	-3298710.06995389	1056326.64098891	1056326.64098891	1056326.64098891	1056326.64098891	1056326.64098891

Interés (en %): 10

Paso E para el Cálculo del TIR: 0.00001

Cota Máxima del TIR (en %): 300

Paso E para el Cálculo del PeRe: 0.00001

5. Cálculos Económicos

Período de Recuperación VAN: 1301867.84 Pesos TIR: 22.59 % Gráfico del Valor Neto

Período de Recuperación: 3.93 Años

Figura 3.10: Ventana para el cálculo de VAN, TIR y PR para el transportador propuesto.

En todas las propuestas se tienen valores totales de N de alrededor de 340 kW que es un 12% de ahorro energético con respecto al diseño original. Al realizar el análisis económico dinámico para la mejor variante con dos motores se lograron los resultados de la figura 3.10.

Si se comparan los resultados de la figura 3.9 y 3.10 puede verificarse que la variante propuesta tiene un período de recuperación de la inversión menor en 1 año y 230 días.

Los resultados técnicos económicos al aplicar la metodología establecida en esta investigación en siete transportadores de banda instalados en la ECECG y ECRRL y compararlos con el proyecto original se observa un gran nivel de subutilización (ver tabla 3.9 anexo III.15), tanto

de la capacidad de carga como de la potencia instalada. Como desenlace de las tablas anterior se tiene que:

- A. La diferencia del tamaño de la inversión (pagos P_i) del proyecto inicial con respecto al obtenido por la aplicación de esta metodología es equivalente a un ahorro de 1 325 494,02 CUC.
- B. El ahorro por concepto de energía es de 376 062,8172 CUC/año.

3.9 Conclusiones

Basado en el hecho de que optimizar una Función Objetivo sujeta a Restricciones es encontrar respecto a dichas restricciones un conjunto de soluciones factibles y entre estas últimas se selecciona una o varias que maximicen o minimicen la función objetivo o que, al menos, estén por encima de cierta cota predefinida para la función objetivo, se ha seleccionado como Método de Optimización el que sigue los pasos: Discretizar - Evaluación Exhaustiva en las Restricciones – Evaluar Soluciones Factibles en Función Objetivo. Este enfoque ha permitido establecer:

1. Un procedimiento de diseño del recorrido óptimo de un transportador a partir del modelo digital del terreno.
2. Un procedimiento para optimizar el diseño de las longitudes de los rodillos y su geometría de un transportador.
3. Un procedimiento para el diseño posicional óptimo del accionamiento del transportador.

Se ha rediseñado el transportador CO2CO3 de la ECRRL de Nicaro y desde el punto de vista energético se ha logrado prever un 12% de ahorro.

CONCLUSIONES GENERALES

Durante la presente investigación:

1. Se estableció una metodología para el diseño de transportadores de banda para mineral laterítico cubano con un enfoque energético óptimo a partir del perfeccionamiento de los métodos matemáticos utilizados, el establecimiento de relaciones particulares y precisas entre las propiedades del mineral y los parámetros del diseño; así como el consumo energético con las características topográficas de la región, el número de rodillos y la geometría de la artesa y la posición de los accionamientos en los tramos del perfil.
2. Se perfeccionaron los métodos de cálculo del transportador al establecer la fundamentación, los algoritmos y la extensión de un nuevo enfoque del método; a partir de las mejoras en la sistematización de la resistencia al movimiento en los tramos curvos [Ec. 2.11], la obtención de un nuevo modelo del área de la sección de la carga [Ec. 2.43] y la obtención y validación de una función objetivo para calcular el rendimiento del motor [Ec. 2.66], base de su diseño energético óptimo.
3. Se determinan los parámetros del material laterítico relacionados con los transportadores de banda tales como:
 - El tamaño medio de los pedazos ($T_e = 87.5$ mm), para H entre 34% y 38%,
 - La MVM está entre 1.1948 y 1.2792 ton/m³ para H entre 34% y 38%,
 - Del material que tiene H entre 34% y 38%, alrededor del 80% tiene granulometría entre 0 y 50mm. La media de esta granulometría, ponderada por los porcentajes de presencia de cada clase, es $a=15.72$ mm. Sustituyendo este valor y $H=36\%$ en la ecuación [2.71] que relaciona φ_m con a y H, se obtiene $\varphi_m = 36.538$. De manera semejante, de la fórmula [2.72] que relaciona φ_t con a y H, se obtiene $\varphi_t = 35.8$. Se puede asumir que las pilas tienen sección triangular.
 - Se obtiene $\varphi_d = (0,89 \text{ a } 0,92) \cdot \varphi$ para el mineral laterítico mullido homogeneizado.

- En el material laterítico, deberá tomarse el ángulo de inclinación máximo del transportador como $\beta \leq 18.18^\circ$ para lograr el coeficiente de deslizamiento $\psi \geq 1$.
 - Mediante la ecuación [2.79] puede evaluarse el desplazamiento que tendrá una partícula de tamaño $a \in [30;700]$ que cae de una altura $h \in [500;3000]$ sobre una banda que se desplaza a velocidad $v \in [1.87;2.45]$.
4. La aplicación de esta investigación permitió verificar que en los transportadores en explotación en la ECECG y ECRRL existen sobreconsumos de energía que alcanzan valores de hasta un 37 % y que el período de recuperación de la inversión se disminuye hasta un año y 287 días, lo que valida la metodología de cálculo propuesta (ver Figura 3.9, Figura 3.10 y la Tabla 3.19 del anexo III.15).
 5. Se selecciona como Método de Optimización el que sigue los pasos: *Discretizar – Evaluación Exhaustiva en las Restricciones – Evaluar Soluciones Factibles* en Función Objetivo. Este enfoque ha permitido establecer procedimientos para el diseño óptimo de: el recorrido del transportador a partir del modelo digital del terreno, de la artesa y posición del accionamiento del transportador (valor mínimo de la S_{\max} de la banda).

De manera que:

Estos procedimientos, integrados en una sucesión iterativa de cuatro fases, optimizan el diseño de los transportadores de banda desde un enfoque energético.

RECOMENDACIONES.

- Precisar los costos de los trabajos relacionados con rellenar, rebajar o construir socavones durante la selección y proyección del recorrido del transportador.
- Utilizar las normas de estandarización de la banda atestiguadas por CEMA.
- Continuar el desarrollo del software **Transbandas**.
- Utilizar este trabajo como una referencia en la proyección de nuevos proyectos de transportador de banda para el acarreo del mineral laterítico en el CEPRONI del Grupo Empresarial CUBANÍQUEL.
- Utilizar los resultados de esta investigación en los proyectos de inversión y en los trabajos de reparación capital de los transportadores de banda para el mineral laterítico como vía de ahorrar energía y racionalidad económica.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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. ACOLTZI ACOLTZI HIGINIO. *Revisión de la normatividad en la aplicación de motores, de inducción, de eficiencia alta*. Boletín IIE, marzo-abril del 2001
5. AMMERAAL BELTECH HOLDING B.V. Innovation & Service in Belting. Calculation Guidelines. info@ammeraalbeltech.com, www.ammeraalbeltech.com
6. ALONZO DANIEL. Transportadores Convencionales. www.geocites.com/ingenieriadlplata. Mayo 2002.
7. ALSPAUGH M. A Y GRZEGORZ DEWICKI. “Advanced Design Considerations Required for Overland Aggregate Conveyors” www.Overlandconveyor.com 2003
8. ALSPAUGH M. A. “The Evolution of Intermediate Driven Belt Conveyor Technology”. Overland Conveyor Co. USA. Vol. 23 (2003) No. 3 • bulk solids handling. 2003a. www.Overlandconveyor.com .
9. ALSPAUGH M. A. *Latest Developments in Belt Conveyor Technology*. Overland Conveyor Co., Inc. Presentado en MINExpo 2004. Las Vegas, NV, USA. Septiembre 27, 2004. www.Overlandconveyor.com
10. ALSPAUGH M. A. *Longer Overland Conveyors with Distributed Power*. Overland Conveyor Co. Presented at Rockwell Automation Fair. St Louis, MO USA. November 15, 2005. www.Overlandconveyor.com
11. ALSPAUGH M. A. *Coal conveyance - system design vs. reliability*. Overland Conveyor Co. 2005a. www.Overlandconveyor.com
12. ÁLVAREZ B. M, GÓMEZ M.A, GUERRA H. A, LAU F. R. *Matemática Numérica*. Editorial Felix Varela. La Habana. Habana. Cuba. 2002.
13. ÁLVAREZ B. M, GÓMEZ M.A, GUERRA H. A, LAU F. R. *Matemática Numérica*. Editorial Felix Varela. La Habana. Habana. Cuba. 1998.
14. ANDREIEV, S. E.; V. A. PEROV; V. V. ZVERIEVICH. *Trituración, desmenuzamiento y cribado de los minerales*. Editorial Mir, Moscú, 1980.

15. ANTONIAK PROF. ZW. DR JERZY. *Theoretical basis and industrial applications of energy – saving and increased durability belt conveyors*. Acta Montanistica Slovaca Rocnik 8 (2003), číslo 2-3. , Politechnika Slaska, Gliwice – Polsko.
16. ANTONIAK PROF. ZW. DR JERZY. *Resistances to the motion in mining belt conveyors*. Acta Montanistica Slovaca Rocnik 6, 2001, 2, 150-157. Politechnika Śląska, Gliwice – Polsko
17. ARZOLA RUIZ JOSÉ. *Sistemas de Ingeniería*. Editorial Félix Varela. La Habana. Cuba. 2000. 482 p.
18. BEER FERDINAND P. *Mecánica Vectorial Para Ingenieros*. Ciencia Tecnica.Instituto del Libro. La Habana, 1970.
19. BRADLEY ALLEN. *Application Profile Conveyors Belt Solutions*. Bulk Solids Handling. Septiembre (2000).
20. 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. Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador. Dirección Postal: ESPOL, Campus Gustavo Galindo, FIMCP, P.Box 09-01-5863, Guayaquil – Ecuador. E-mail: fcamacho@espol.edu.ec , fcamacho@espolnet.net
21. CASTRO J, GAMBOA P J. *Valoración de la utilización del sistema de Transportadores*. Yamnigüey. I S M M, Fac. Electromecánica. Trabajo de Diploma, 1990.
22. CASTRO DIAZ-BALART FIDEL. *Ciencia, Tecnología y Sociedad*. Editora Científico-Técnica. La Habana, 2003.
23. CÁTEDRA MÁQUINAS DE TRANSPORTE MINERO. *Complejo y máquinas de Transporte*. IML; Leningrado, 1985. 125 p.
24. CEPRONÍQUEL (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.
25. 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.
26. CEMA Conveyor Equipment Manufacturers Association. *Belt Conveyors for Bulk Materials*. Fifth Edition 1997, United States.

27. CHANG-CARDONA A R, ARCE-MOLINA J, TOIRAC-SUÁREZ M M. *Modelos multivariados para predecir el extractable de níquel por la composición mineralógica de la mena tecnológica en el proceso caron*. ISSN 0258 5979 Minería y Geología v. 21 n. 1 , 2005
28. CHANG-CARDONA A R , ARCE-MOLINA J, TOIRAC-SUÁREZ M M. *Modelos multivariados para predecir el extractable de níquel por la composición química de la mena tecnológica en el proceso Caron*. ISSN 0258 5979 Minería y Geología v. 22 n. 2, 2006
29. COBAS CARABALLO F. Simulación del control Vectorial y Escalar en una estera transportadora. Tesis de Maestría. Universidad de Oriente, Cuba, 2004.
30. COBAS CARABALLO F, ANGULO AGUILERA M , DOMÍNGUEZ CARDOSA A. *Control de velocidad de mecanismos transportadores de caña*. Electrical Engineering.2006
31. 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.
32. CREME G W., NOA P B. *Determinación del Material Transportado a Partir de la Potencia*. I S M M. Fac. Electromecánica, 1991.
33. DAVID RAYMOND. *Rockets and Conveyor Belts*. 2006. Consultado 5 de Agosto de 2008. <http://www.physics.nmt.edu/~raymond/classes/ph13xbook/node108.html> .
34. 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
35. DIAKOV V A. Máquinas de transporte en la minaría acilo abierto. Ed. Niedra. Moscú,1996
36. Dunlop Conveyor Belt Design Manual. 24/05/2004 http://www.ckit.co.za/Secure/Conveyor/Troughed/belt_tension/Dunlop/Belting.
37. ECECG (Empresa Comandante Ernesto Che Guevara). *Plan de Minería*. Unidad Básica Minera. 2001 hasta 2006.
38. ESTENOZ S, PÉREZ N. *Procedimiento de homogeneización y secado de solar de materiales a granel e instalación requerida*. Solicitud de Invención cubana No 208, OCPI. La Habana, 2001.

39. 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.
40. FADDIEV BORISV. *Transportadores de banda en las canteras de minerales metálicos*. Ed. Niedra. Moscú, 1972. 387 p.
41. 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
42. FMC Corporation, Conveyor Equipmen Division. Catálogo: Link- Belt. Belt Conveyor Idlers. P.O. Box 1370, Tupelo, Mississipi 38802. Copyright 1990. CED 12^a59020 Printed in USA.
43. 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.
44. GABAY, A; ZEMP J. *Maquinas para obras*, Primera reimpresión, Edición Revolucionaria, 1979.
45. 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
46. GALANO MATOS C. *Análisis del sistema de transporte del mineral sólido desde la descarga de los secaderos hasta la descarga de los silos en la planta ferro níquel*. Tutores: Ing. Oscar Nápoles Hernández, Ing. Nelson Mora, Ing. Benigno Leiva. Trabajo de diploma. ISMMM Departamento de mecánica. Moa-2004
47. GERONTIEV B. I. KARLIN N T. *Transporte Minero*. Moscú, 1962. 347 p.
48. GRIGORIEV B. N. ET AL. *Máquinas y Complejos de Transporte para el Laboreo Subterráneo*. Ed. Niedra, Moscú, 1986.415 p.
49. GRABNER, K. Untersuchungen zum Normalkraftverlauf zwischen Gurt und Tragrollen bei Gurtfrderern. Dissertation 1990, Montanuniversitt Leoben
50. GRABNER, K., GRIMMER, K.-J. AND KESSLER, F. Investigation into normal forces between belt and idlers at critical locations on the belt-conveyor track. Bulk Solids Handling, 13 (1993), No.4, pp. 727-734

51. GRIMMER, K.-J. UND GRABNER K. Untersuchungen ber die Normalkräfte zwischen Gurt und Tragrollen an kritischen Stellen des Gurtverlaufes bei Bandfrderanlagen. Berg- und Httenmnnische Monatshefte, 138 (1993), Nr.6, pp.212-220
52. GRIMMER, K.-J. AND BEUMER, B. Auslegung und Betrieb kurvengngiger Frderbnder mit normalen Frdergurten. Frdern und Heben 22 (1972), No.3, pp.107-112 and No.4, pp.174-178
53. GRIMMER, K.-J. AND KESSLER, F. Spezielle Betrachtungen zur Gurtfhrung bei Gurtfrderern mit Horizontalkurven. Teil I: Anmerkungen zum herkmmlchen Berechnungsverfahren. Berg- und Httenmnnische Monatshefte, 132 (1987 a), No.2, pp.27-32
54. GRIMMER, K.-J. AND KESSLER, F. Spezielle Betrachtungen zur Gurtfhrung bei Gurtfrderern mit Horizontalkurven. Teil II: Verbesserung des herkmmlchen Berechnungsverfahrens. Berg- und Httenmnnische Monatshefte, 132 (1987 b), No.6, pp.206-211
55. GRIMMER, K.-J. AND KESSLER, F. Zur Auslegung von Gurtfrderern mit Horizontalkurven. Frdern und Heben, Vereinigte Fachverlage Krausskopf 41 (1991), No.5, pp.428-432
56. GRIMMER, K.-J. AND KESSLER, F. The Design of Belt Conveyors with Horizontal Curves. Bulk Solids Handling, 12 (1992), No.4, pp.557-563
57. HINOJOSA HEBER, CAMACHO FEDERICO. *Desarrollo de software para diseo de bandas transportadoras. Revista Tecnológica*. Vol.16, No.1, Junio 2003. (SOFTWARE)
58. HINOJOSA RIVERA ROBERTO. *Evaluación de la eficiencia energética de la instalación de aire comprimido de los compresores modelo K-500 de la Empresa Comandante "Ernesto Che Guevara"*. Tesis de Maestria. Tutores: Dr. Alberto Turro Breff. Dr. Luis García Faure ISMMM. 2008.
59. HUERTAS HUGO. *Faja tubular, solución para el transporte de materiales a granel*. II Congreso de Ingeniería Mecánica ASME Perú. Lima, 15 y 16 de septiembre de 2006. ARPL Tecnología Industrial S.A. Av. Carlos Villarán 508, Oficina 401, Lima 13, Perú. hhuertas@arpl.com. <http://enginzone.com.pe/>
60. IPINZA CARRASCO N., PERAZZO MAGGI F., ARANDA PASTÉN J. Y PÉREZ POZO L. *Generación de sub-dominios locales de interpolación en un método sin malla*. *Ingeniare*. Revista chilena de Ingeniería. Volumen 14 No 4. 2007
61. IVANOB SMOLIENKI A V. *Máquinas Eléctricas*. Ed. Mir, Moscú, 1984, Tomo 2. 439 p

62. KESSLER FRANZ. Untersuchungen des Schttgutverhaltens bei seitlicher Auswanderung des Gurtes in der Tragrollenmulde einer Gurtfrderanlage. Berg-und Httenmnische Monatshefte, 134 (1989), No.2, pp.35-40
63. KESSLER FRANZ Y GRABNER KARI "bico-TEC" - Horizontal Conveyor Belts Traveling in a Curved Direction, Austria 1996
64. KESSLER, F., GRABNER, K., GRIMMER, K.-J.: Neuer kurvengngiger Gurtfrderer mit pendelnder Aufhngung, Frdern und Heben Vol. 44 (1994) No. 1-2, pp. 77-80.
65. Küsel Bernd. *The strongest conveyor belts from1970 to 2000*. Bulk India 2003. PHOENIX Conveyor BeltSystems Hamburg, Germany. Web: www.phoenix-ag.com .
66. LAMBER J. *Alternative Weighing. Tecnology for belt . Conveying systems*. B.S.H. Volumen 1o, Nro 3, Germany, 1990.
67. LAUHOFF HANS. *Geschwindigkeitsregelung bei Gurtförderern –spart es wirklich Energie?. (La regulación de velocidad con los patrocinadores de banda, ¿realmente se ahorra energía?)*. 2006
68. LAUHOFF H. *Control de Velocidad en Correas Transportadoras - ¿Realmente Ahorra Energía?*. Vol. 25 (2005) No. 6.Revista. Bulk Solids Handling (Manejo de Sólidos a Granel). Alemania. www.synergy-eng.com/spanish/pdf/
69. LAUHOFF, H. *Belt Conveyors for Horizontal Curves – The Key to Reducing Material Handling Costs*. Cement-Lime-Gypsum International, Volume 40, Number 4. April 1987.
70. LAWRENCE K. NORDELL. *Improving Belt Conveyor Efficiencies: Power, Strength and Life*. Conveyor Dynamics. Inc. (USA) Abril 1998.
71. LEGRA LOBAINA A. A. *Software TIERRA*. Versión 2.6. Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa. 2005. Utilizado 3 de Noviembre de 2009. Email alegra@ismm.edu.cu
72. LEGRA LOBAINA A. A, SILVA DIÉGUEZ O. *La Investigación Científica: Concepos y Reflexiones*. ISMMM. Moa. Cuba. Inscrito en el CENDA: 2384-2007. Año 2009.
73. LEONHARD, W., *Control of Electrical Drives*, 2nd edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1996.
74. LIEBERWIRTH DR HOLGER. *Design of Belt Conveyors with Horizontal Curves*. Manager Projects for Material Handling Systems. Krupp Frdertechnik GmbH, Franz-Schubert-Strasse 1-3, D-47226 Duisberg, Germany. 1996. Revizado 5 de Agosto de 2008. <http://www.ckit.co.za/secure/conveyor/papers/bulk-solids handling/horizontalcurve.html>
75. LOEFFLER, F. J. *Pipe / Tube Conveyors – A Modern Method of Bulk Materials Transport*. Bulk Solids Handling, Volume 20, Number 4. October/December 2000.

76. LÓPEZ R Z. *Estudio de las Posibilidades de Transportación en los Transportadores Bandas Instalados*. I S M M. Fac. de Electromecánica. Trabajo de Diploma, 1991.
77. MALIUK PETROVNA SVIETLANA. *Factor de potencia en la producción*. Editorial Oriente Santiago de Cuba. 1980.
78. MATIUSHEV L. G., SUMIN V. M. *Dispositivos de las Fábricas de Enriquecimiento*. Edit. Niedra. Libro. 1979.
79. MATOS S Y. *Diagnóstico Energético de la planta de Preparación de Mineral de E C ECG*. Responsable Dr C. Reynaldo Laborde B. Trabajo de Diploma. I S M M. Año 2004.
80. MILIÁN L Y. *Análisis de la Eficiencia Energética de la Planta de Preparación de Mineral de la ECECG*. Trabajo de Diploma. ISMMM. 2000. 92p
81. MOPPM: *Manual de operaciones de la planta de preparación de minerales*. Empresa Cmdte Ernesto Che Guevara', 2003.
82. MORERA HERNÁNDEZ M. "Accionamiento Eléctrico Automatizado" Ed. Pueblo y Educación, La Habana 1993. 207 P. ISBN 959-13-0177-4.
83. MOSQUEDA PEÑA A, EYNOS R A R. *Metro contador Multipropósito Para Transportadores de Banda*. ISMM. Fac. Electromecánica, 1993. 99 p
84. NORMAS CEMA 1999 (*Conveyor Equipment Manufacturing Association*)
85. NORMAS GOST 22645-77. ancho de la banda, velocidad de movimiento de la banda
86. NORMAS ISO 15371, ISO 9001, ISO 1129, ISO N7, ISO JS6. Parametros de Rodillos de Apoyo, Tambores
87. NORMA ISO 5048-1989. This 'artificial friction factor' per ISO is the change in belt tension per unit length divided by the combined weight of bulk material, belt and idler roll, again per unit length
88. NORMAS NF E53-301. Dimensiones de Rodillos de apoyo y Tambores
89. NORMAS DIN 22101 (Deutsche Institut für Normung) aspectos fundamentales para el cálculo y diseño de correas transportadoras para materiales a granel.
90. NORMAS NCB. Dimensiones de Rodillos de apoyo y Tambores
91. NOVOYILOV MIJAIL G. "Trabajos mineros a cielo abierto". Ed. Niedra Moscú. 1985. 315 P.
92. NUTTALL A.J.G. LODEWIJKS G. *Traction versus slip in a wheel-driven belt conveyor*. Mechanism and Machine Theory Volume 41, Issue 11, November 2006, Pages 1336-1345 Delft University of Technology, Transport Technology and Logistics, Mekelweg 2, 2623 CD Delft, The Netherlands. 2006

93. NUTTALL A.J.G. LODEWIJKS G, A.J. KLEIN. *Breteler Modelling rolling contact phenomena in a pouch belt conveyor system*. *Wear* . Volume 260, Issues 9-10, 31 May 2006, Pages 1081-1089. Delft University of Technology, Transport Technology and Logistics, Mekelweg 2, 2628 CD Delft, The Netherlands. 2006a
94. ORIOL G. J.M. AGUILAR P.F. . *Máquinas de Transporte Continuo*. T I. 3Ed. Pueblo y Educación.1995. 235 p. ISBN 959-13-0393-9.
95. ORIOL G. J.M. *Conferencia de Máquinas Transportadoras*. Cuba. Editorial Félix Varela. Manual. 1993.
96. OTAÑO NOGUEL JOSÉ. *Elemento de Física de las Rocas*. Editorial. Pueblo y educación. MES, 1981. Libro. 93 P.
97. PILLICHSHAMMER, C. ET AL. *Long Distance Conveying*. World Cement Bulk Materials Handling. Review 2003.
98. PEREDA H. S., POLANCO A. R G. *Transporte Minero*. La Habana. Edit. Félix Varela. 1999. Libro. 363 P.
99. Phoenix Conveyor Belts. Design Fundamentals SYSTEMS GMBH. Hannoversche Strasse 88. D-21079 Hamburg, Germany. 2004. DIN 22101. Internet: www.phoenix-ag.com. Email: infopcbs@phoenix-ag.com ,bajado 10 de Mayo de 2009.
100. POLANCO ALMANZA RAMÓN GILBERTO. "*Dirección de los flujos de mineral en los yacimientos lateríticos*". Tesis de Doctorado. ISMMM. Holguín. 1996
101. POTAPOV N. G. *Máquinas de Transporte*. Niedra. 1980. 261 P.
102. POTAPOV M G. *Transporte en las canteras* Ed. Niedra, Moscú, 1985. 317 P.
103. PRIEGO DE LOS SANTOS, JOSÉ ENRIQUE, PORRES DE LA HAZA, MARIA JOAQUINA. *La Triangulación de Delaunay aplicada a los modelos digitales del terreno*. Departamento de Ingeniería Cartográfica, Geodesia y Fotogrametría. Universidad Politécnica de Valencia 2002
104. PROK Internacional. Catálogo: Balance Conveyor Idlers. Design and Manufacturing Engineers, P.O. Box 465. Mulgrave North, 3170
105. QUESADA CRUZ C., ARGÜELLES S I. *Estudio de la Explotación Actual del Transportador Yamanigüey 114-CO-8*. ISMM. Fac. Electromecánica. Trabajo de Diploma, 1990
106. QUESADA FAJARDO W F. *Coeficiente Constructivo en Transportadores de Banda*. Revista Minería y Geología, Vol X, No 3, 1993.

107. REICKS ALLEN V Y RUDOLPHIT THOMAS J. *The importance and Prediction of tension Distribution Around the Conveyor Belt Path*. 2004. Overland Conveyor Company, Pella, Iowa State University, Ames, Iowa.
108. REICKS ALLEN V. *Bulk Material Handling by Conveyor Belt 5*. 2005 Libro.
109. RETIRADO MEDIANEJA Y. *Comportamiento de la humedad durante el secado solar del mineral Laterítico*. Tutores: Ms. C. Ing. Ever Góngora Leyva, Dr. C. Ing. Enrique Torres Tamayo, Dr. C. Ing. Enrique Torres Tamayo. Tesis de Maestría. ISMM. Moa. 2007
110. RICAURTE MACHDO C. J. *Precisiones en la Determinación del Factor de Forma de las Arenas Industriales en Transportadores de Banda*. Tesis en opción al título de Master en Electromecánica, impartido por el ISMM, en la República bolivariana de Venezuela. Tutores; Dr. A A Legrá Lovaina, A Turro Breff. ISMMM, 2009.
111. ROJAS PURÓN L. D. *Accionamiento Eléctrico Asíncrono para Transporte Eficiente de Pulpa Laterítica*. Tesis Doctorado en Ciencias Técnicas. CUJAE- ISMMM. 2006
112. Rocman. Catálogo Rodillos electro soldados. Mondragón. España, 2001a.
113. Rocman. Catálogo Rodillos, guirnaldas y Tambores. Mondragón. España, 2001 b.
114. Rotrans. (Catálogo). Empresa dedicada a la fabricación de elemento para transporte continuo. Burgos. 1990
115. ROY R, CRAIG JR. *Mecánica de Materiales*. Compañía Editorial continental. Primera Edición. Mexico 2002. <http://www.patriacultural.com.mx> . ISBN 970-24-0255-7. pag 709-713.
116. RUBIO LABRADA I. *Dificultades en la Explotación del Transportador 114-CO-8 de la Emp. Pedro Sotto Alba*. ISMM: Fac. Electromecánica. Trabajo de Diploma, 1995.
117. RULMECA. Interroll. *Rollers and Components for Bulk Handling*. Italy, 2007
118. SAGHEER, M.: *Turkey operates its first overland conveyor with horizontal curves*; Mining Engineering Vol. 40 (1989) Nr. 4, pp. 234-235.
119. SHAMPINE L. F., ALLEN JR. R. C., AND PRUESS S. *Fundamentals of numerical computing*. 1997. www.
120. SHASMEITER L G. DIITRIEV V G. *Teoría y Cálculo de los Transportadores de banda*. Mashinostoinie. Moscú, 1987. 417 P.
121. SHUBIN V. S., PEDRE C. *Diseño de Máquinas Industriales T. II*. La Habana. Edit.Pueblo y Educación. Libro. 1986.
122. SHUBIN V. S., PEDRE C. *Diseño de Máquinas Industriales T. III*. La Habana. Edit.Pueblo y Educación. Libro. 1986. 364 P.

123. SIERRA PÉREZ R. J. *Perfeccionamiento de la Metodología de Cálculo de los Transportadores de Banda*. Tesis de M Sc. Tutor Dr Rafael Pérez Barreto. ISMM Moa. Holguín. Cuba. 2005. 100 h.
124. SIVA PRASAD N, RADHA SARMA. *A finite element analysis for the design of a conveyor pulley shell*. Computers & Structures Volume 35, Issue 3, 1990, Pages 267-277 Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology, Madras 600 036, India. Received 16 May 1989. Available online 13 February 2003.
125. SPIVAKOSKI A. O., DIMITRIEV B G. *Teoría de los Transportadores de Banda*. Moscu. Nauta. 1982. 363 p.
126. SPIVAKOSKI A O. *Transportadores de Banda para la Industria Minera*. Ed Niedra, Moscú, 1982. 345 p
127. SPIVAKOSKI A. O., POTAPOV M. G. *Máquinas y Complejos de Transporte en las Labores Minera*. Libro. Editorial Niedra. 1983. 383 p.
128. STAPLES, P., METHA, A. *Indo Gulf Copper Smelter Pipe Conveyor*. Bulk Solids Handling, Volume 21, Number 5. September/October 2001.
129. STAPLES, P. *The History of Pipe Conveyors*. Bulk Solids Handling, Volume 22, Number 3. 2002.
130. TARASOV U. D. *Construcción y cálculo de las máquinas y complejos de transporte*. Leningrado, 1980. 227 p.
131. TARASOV U. D. *Dispositivos y cálculo de las maquinas mineras de de carga y transporte*. Instituto de Minas de Leningrado. 1986. 112 p.
132. TARG S. *Curso Breve de Mecánica Teórica*. Editorial Mir. Moscu. 1980
133. TÍJONOV N V. *Máquinas de Transporte en las Empresas Mineras*. Ed. Niedra, Moscú, 1987. 367 p.
134. TODD SWINDERMAN R., P.E.LARRY J., GOLDBECK Y ANDREW D. MARTI. *FOUNDATIONS~ The Practical Resource for Total Dust & Material Control*. Martin Engineering Neponset, Illinois 61345-9766. U.S.A. www.martin-eng.com. ISBN 0-9717121-0-7. Library of Congress Catalog Card Number: 2002090139. Copyright © Martin Engineering 2002
135. VALDÉS V F. *Exceso de Consumo por Motores Eléctricos Sobredimensionados*. *Energía*. La Habana.2 (3). 1986.
136. VASILIEV K A, NIKOLAIEV A K Y CAZONOV K G. *Máquinas de Cargas y Transporte de las Plantas de Beneficio de Minerales*. San-Peterburgo. HAYKA. 2006. 358 p. ISBN 5-02-025092-9. 359.

137. VASILIEV K A, NIKOLAIEV A k. *Máquinas de Transporte*. Sant Peterburgo. 124 p. ISBN 5-94211-216-9. 2003.
138. VALOTKOSKII V.S., KARMAYEV G.D., DRAYA M.I. *Selección del Equipamiento de los Transportadores de Banda en las Canteras*. Ed Niedra. Moscú. 1990. 387 p.
139. VILARAGUT LLANES M. *Máquinas y accionamientos electromecánicos*. CIPEL, CUJAE. Conferencia doctorado electromecánica, ISMM. Moa 2008
140. VERA SARDIÑA L. O. *Procedimiento para la Determinación de las Redes Racionales de Exploración de los Yacimientos Lateríticos de Níquel y Cobalto en la Región de Moa*. Tesis de Doctorado. ISMMM. Holguín, Cuba. 2001.
141. WÄCHTER, D. *Innovative Handling of Tailings Using the Pipe Conveyor System*. Bulk Solids Handling, Volumen 10, Numero 3. Agosto 1990.
142. WEATHERILL, N, MORGAN AND HASSAN O. "An introduction to mesh generation". John Wiley & Sons. 2002.
143. YOUNG YANG WON, CAO WENWU, CHUNG TAE-SANG Y MORRIS JHON. *Applied Numerical Methods Using MATLAB*. Tomo 1 y 2. Editorial Félix Varela. La Habana Cuba, 2008.
144. ZELIENKII O. B., PETROV A. C. *Manual para Proyectos de Transportadores de Banda*. Niedra. Moscú 1986. En ruso. 222 p.
145. ZUBRINIC FABIÁN, REUTER FABIÁN. *Modelos digitales del terreno*. Facultad de ciencias Forestales. U.N.S.E; 2004.

INTERNET

146. www.woehwa.com , email: info@woehwa.com . The WÖHWA Belt Weigher type SFB. Planning and installation information. P.O.Box 7. 74627 Pfedelbach. Germany. (Trazado de tramos convexos y concavos). Consultado 8 Agosto de 2008.
147. www.actek.com ; Software SideWinder Conveyor Design. Advanced Conveyor Technologies, Inc. Th 19415 594 Avenue. Mankato, MN 56001 USA. Consultado 9 de Agosto de 2008.
148. www.martin-eng.com: R. Todd Swinderman, P.E., Larry J. Goldbeck & Andrew D. Marti. FOUNDATIONS~3 The Practical Resource for Total Dust & Material Control. Martin Engineering One Martin Place. Neponset, Illinois 61345-9766 USA. E-Mail: martinone@martin-eng.com. ISBN 0-9717121-0-7. Library of Congress Catalog Card Number: 2002090139. Copyright © Martin Engineering 2002. Consultado 16 Agosto de 2007.
149. www.continentalconveyor.com . Catálogo de rodillos. Consultado 20 Agosto de 2008.

150. www.interroll.com . Catálogo de rodillos y tambores. Consultado 16 Agosto de 2009.
151. www.fennerdunlopamericas.com. *Banda de Cordón de Acero DYNAFLIGHT*. © 2007 Fenner Dunlop Ameritas ® Marca Registrada/TM Fenner Dunlop Americas y JH Fenner Ltd. Fenner Dunlop Conveyor Belting Ameritas. 21 Laredo Drive Scottdale, Georgia 30079-0865. Consultado 16 Agosto de 2008.
152. www.geovectra.cl. Modelamiento de Superficies. 2002. Consultado 20 Agosto de 2008.
153. <http://www.uv.es/~baeza/optimi.html>. Optimización de modelos. Consultado 25 Agosto de 2009.

TRABAJOS REALIZADOS POR EL AUTOR RELACIONADO CON EL TEMA

Publicaciones en revistas nacionales e internacionales

154. SIERRA PÉREZ R J., LEGRÁ LOBAINA A A, DONATIÉN CARBONEL A, MATOS L. Caracterización de la mena laterítica para el ajuste de parámetros tecnológicos del transportador de banda. *Revista Minería y Geología*. [Consultado: 2009 10 14]. Vol 25 No 3 de 2009. Disponible en www.ismm.edu.cu/revistamg .
155. SIERRA PÉREZ¹ R. J.; LEGRÁ LOBAINA A. A.; LORENZO VELAZQUEZ. Evaluación del desgaste de la banda transportadora en las minas laterítica Moa y Nicaro. *Revista Minería y Geología*. ISMM. Moa. Vol 25, No 4 Cuba. 2009. Disponible en www.ismm.edu.cu/revistamg .
156. VASILIEV K. A; SIERRA PÉREZ R J., NIKOLAIEV ALEJANDRO KONSTANTINOVICH, CAZONOB. Problemas de la explotación de los transportadores en las Plantas Niquelíferas de la República de Cuba. *Revista Equipos Minero y Electromecánicos* Enero 2008, Nro 1. Rusia. Pag 16-20. Disponible en: <http://novtex.ru/gormash> , E-mail: gma@novtex.ru .
157. SIERRA PÉREZ R. J., FELIU ROSADO M. Influencia de los Procesos de Carga del Mineral Laterítico en los Transportadores de Banda. *Revista Ingeniería, Investigación y Desarrollo*. ISSN 1900-771X. Sogamoso, Vol 4, Número 1, Julio de 2007. Pag. 19 – 27. Colombia.
158. SIERRA PÉREZ R. J., DURÁN ABELLA C. *Sobre la influencia de los minerales lateríticos en los transportadores de banda*. *Revista Ingeniería, Investigación y Desarrollo*. ISSN 1900-771X. Sogamoso, 2007. Colombia.
159. SIERRA PÉREZ R. J. Estudio de las Propiedades Físico- Mecánica del Mineral Laterítico Influyente en los Transportadores de Banda. *Revista Ingeniería, Investigación*

y *Desarrollo*. Octubre 17, de 2006. Volumen II, Número 1. Sogamoso, Colombia. ISSN 1900-771X. Pag 48-52.

160. SIERRA PÉREZ R. J. *Análisis de la explotación de los equipos de transportación de grava y arena en la industria de materiales de construcción de Moa*. Revista Minería y Geología. Moa. Holguín. Cuba. 1-1987. Pag 71-82.
161. SIERRA PÉREZ R. J., LEGRA LOBAINA A. A., RODRÍGUEZ GONZÁLEZ I., LAURENCIO ALFONSO H. *Momento de inercia de los transportadores de banda para el mineral laterítico*. Monografias.com. 2009.
Solicitud de Patente
162. Patente solicitada: Título **PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR LOS PARAMETROS TECNICOS DEL TRANSPORTADOR DE BANDA PARA EL MINERAL LATERITICO**. Número de solicitud 2010/50. Oficina Cubana de la Propiedad Intelectual.

Trabajos presentados en eventos nacionales e internacionales

163. SIERRA PÉREZ R. J; LEGRA LOBAINA A.A. Modelación del área de la sección transversal y el ancho de la banda cuando se transporta mineral laterítico mullido y homogeneizado. *Conferencia Internacional de los Recursos Minerales*. [CD ROM]. 2009 11 10 al 13. [Consultado: 2009 11 11]. Disponible en: www.ismm.edu.cu.
164. SIERRA PÉREZ R. J; LEGRA LOBAINA A.A. SIERRA GONZALEZ Y. Modelación del accionamiento electromecánico de los transportadores de banda para el acarreo de menas lateríticas. *Conferencia Internacional de los Recursos Minerales*. [CD ROM]. 2009 11 10 al 13. [Consultado: 2009 11 11]. Disponible en: www.ismm.edu.cu.
165. SIERRA PÉREZ R. J; LEGRA LOBAINA A.A. Estudio de los parámetros tecnológicos del transportador de banda que dependen de las propiedades físico-mecánicas del mineral laterítico. *Conferencia Internacional de los Recursos Minerales*. [CD ROM]. 2009 11 10 al 13. [Consultado: 2009 11 11]. Disponible en: www.ismm.edu.cu.
166. SIERRA PÉREZ R. J. Influencia de las propiedades del mineral laterítico en los Transportadores de Banda. *II Conferencia Internacional Ciencia y Tecnología por el Desarrollo Sostenible (SIEEM)*. [CD ROM]. Del 5 al 8 de Junio de 2007. [Consultado: 2009 11 11]. Universidad de Camaguey. Cuba. ISBN: 978-59-16-0568-9.

167. SIERRA PÉREZ R. J. Cálculo del Transporte Minero por métodos computacionales. 1er *Evento Municipal de la Electrónica*. [Consultado: 2006 01 23]. Moa, 3 de Mayo de 1989.
168. SIERRA PÉREZ R. J. Aplicación de métodos computacionales al cálculo de los transportadores de banda. *V EXPO Provincial Forjadores del futuro*. [Consultado: 2006 01 23]. Holguín Abril, 1988.
169. SIERRA PÉREZ R. J. Análisis de la sustitución de bandas japonesas por soviéticas en los transportadores de banda. *Tercer Encuentro Científico Técnico del Níquel*. [Consultado: 2007 08 25]. ISMM. Moa. Diciembre 1986.

Tutor Trabajos de diploma

170. PÉREZ PÉREZ Y. *Actualización del Cálculo de los parámetros tecnológicos de las Máquinas de Transporte Continuo*. Trabajo de Diploma. Tutor M Sc Roberto Johan Sierra Pérez. ISMMM. 2009. 98h.
171. CANTILLO ALEXANDER. *Análisis de la explotación del sistema de transporte en el Taller 01 en la ECECG*. Trabajo de Diploma. Tutor M Sc Roberto Johan Sierra Pérez. CUJAE. 2008.
172. BARALLOBRE PÉREZ EVIS NERVIS. *Identificación de Clases Prácticas de Laboratorio y Recuperación de la Instalación de Transportadores de la Nave de Beneficio para la asignatura Equipos de Transporte Industrial*. Trabajo de Diploma. Tutor: M Sc Roberto J. Sierra Pérez ISMMM. 2008
173. CARABALLO RAMOS RAUDELKI. *Accionamiento Eléctrico de Transportadores de Banda del Mineral Laterítico*. Trabajo de Diploma. Tutores: M Sc Roberto Sierra Pérez, Dr. C Luis Delfin Rojas Purón; Dr.C. Miguel Angel Caraballo Núñez. ISMMM. 2007
174. NÚÑEZ OCHOA YUNIESKI. *Explotación de los transportadores de banda para el mineral laterítico en la Empresa Comandante Ernesto Ché Guevara*. Trabajo de Diploma. Tutores:M.Sc. Roberto Sierra Pérez. ISMMM: 2007
175. SÁNCHEZ FONSECA YORGELIS. *Determinación de los Parámetros Tecnológicos actuales de los Transportadores de Bandas de la Mina Pinares perteneciente a la Empresa Réne Ramos Latour*. Trabajo de Diploma. Tutores: MSc. Roberto Sierra Pérez, Ing. Miguel Álvarez Domínguez. ISMMM. 2007
176. MENA PERDOMO SERVIO TULIO. *Aplicación de métodos matemáticos para el perfeccionamiento de la metodología de cálculo de los transportadores de banda*.

- Trabajo de Diploma. Tutores M Sc Roberto Sierra Pérez, Dr C Arístides A. Legra Lovaina. ISMMM. 2006.
177. ORTIZ DURAN RONELKYS. *Determinación de las propiedades físico-mecánicas del mineral laterítico para uso en los transportadores de banda*. Trabajo de Diploma. Tutores: M.Sc Roberto Sierra Pérez, Ing. S. Estenoz Mejiaz. ISMMM. 2006
 178. RODRÍGUEZ ANDRO LUIS. *Influencia de las propiedades del mineral laterítico en el transportador TR-4 de la Empresa Comandante Ernesto Ché Guevara*. Trabajo de Diploma. Tutor: M Sc Roberto Johan Sierra Pérez. ISMMM. 2006
 179. NÁPOLES BARALLOBRE Y. *Establecimiento de los Parámetros Tecnológicos del Equipamiento para la construcción de los Caminos Mineros en la ECECG*. Trabajo de Diploma. Tutores; M Sc Roberto Sierra Pérez, Ing. Federico Díaz. ISMMMoa-CEPRONIQUEL. 2006
 180. PALACIO REYES RAY. *Peculiaridades de Trabajo del Transporte Automotor Durante Acarreo del Mineral Laterítico, en la Mina de EC Pedro Sotto Alba*. Trabajo de Diploma. Tutor: M Sc Roberto Sierra Pérez. ISMM Moa. 2005
 181. DE LA CRUZ ROJAS A. M. *Influencia de las características del mineral laterítico en los índices de explotación de los camiones articulados Volvo A40D y A35C en la ECECG*. Trabajo de Diploma. Tutor M Sc Roberto J. Sierra Pérez. ISMMM. 2004
 182. SALAZAR LEYVA W J: *Análisis de la Explotación Técnica del Transporte automotor de Mina Martí en la Empresa Cmdte René Ramos Latour de Nicaro*. Trabajo de Diploma. Tutor M Sc Roberto Sierra Pérez. ISMM Moa. 2003
 183. GARCELL REGALADO YOANNIA. *Perfeccionamiento Científico y Metodológico de Asignatura Equipos de Transporte Industrial e Izaje*. Trabajo de Diploma. Tutores Ing. Roberto Sierra Pérez, Lic. Leila Reyes Oliveros. Año 2003. I.S.M.M.
 184. GUTIÉRREZ RODRÍGUEZ R. *Influencias de las Características del Mineral Laterítico en los Índices de Explotación de los camiones articulados VOLVO A40D y A35c en la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara*. Trabajo de Diploma, ISMM. Tutor Sierra Pérez R, J. 2002
 185. LOYOLA FERNÁNDEZ ROBERTO. *Estandarización del Sistema de Transporte por Transportadores de Banda en el Taller 01 de la ECECG*. Trabajo de Diploma. Tutor Ing. Roberto Sierra Pérez. Año 2002. I.S.M.M.
 186. MÉNDEZ GALARDI. O. *Automatización de Metodología de cálculo para los Transportadores de Banda*. Trabajo de Diploma. Tutor Ing. Roberto Sierra Pérez, lic. Manuel Lórez Vidal. Año 2002. I.S.M.M.

Tutor de tesis de Maestría.

187. VELÁSQUEZ MATOS ALEXANDER. *Diseño de Transportadores de Banda Asistido por Ordenador en la Empresa de Ingeniería y Proyectos del Níquel*. Tesis en opción a Master en Ciencia. Universidad de Holguín “Oscar Lucero Moya” Centro de Estudios CAD-CAM. Tutores Dr. C. D. R. Hernández Ochoa. M Sc. R. J. Sierra Pérez. 2007.

SIMBOLOGÍA

a: granulometría del mineral laterítico, mm

a_b : aceleración de la banda; m/s^2 .

\bar{a}_l : aceleración normal de la carga más la banda en la curva según el plano horizontal; m/s.

AT: área total de la sección transversal de la carga en la banda; m^2 .

A_0 : área de la sección transversal superior del flujo de carga que depende de las propiedades del material transportado; m^2 .

$a_1, \dots, a_n, b_1, \dots, b_n, c_1, \dots, c_n, d_1, \dots, d_n$: coeficientes de los n polinomios que forman la función spline S(x) en función de la variable x.

a_j, b_j, c_j : coeficientes del modelo lineal durante la aplicación de la técnica llamada Interpolación Lineal con Triangulación.

B: ancho de la banda, m.

B_s : margen seguridad estándar del borde exterior de la banda (parte de la banda no ocupada por el material); m.

b_0 : ancho máximo del área del material acarreado en la artesa; m.

b: ancho de la banda ocupado por material transportado; m.

$\cos \varphi_{L1}$: factor de potencia de la red de suministro eléctrico al estator del motor.

C_i : ingresos (cobros) durante la explotación del proyecto en el año i; pesos.

D: desplazamiento de partículas en la zona de carga; m.

Δd_H : distancia horizontal del tramo (i, i+1) del perfil; m.

dt: duración del período transitorio del accionamiento; s.

d: longitud total del recorrido del transportador para un perfil dado; m.

e: coeficiente de restitución de la banda.

E: módulo de elasticidad de la banda; N/m^2 .

f_{tm} : coeficiente de fricción entre la banda y el tambor.

fr: coeficiente de fricción entre la banda y los apoyos de rodillos durante el desplazamiento lateral de la banda en la curva de la traza según el plano horizontal.

Gr' , Gr_l y Gr_c : peso del rodillo de apoyo rama vacía, de los laterales y el del centro en la rama cargada; N.

HU: humedad del mineral laterítico; %.

h_i : diferencia de altura del tramo curvo del perfil, m.

Hc: altura de caída del mineral sobre la banda en los puntos de alimentación; m.

i_T : relación de transmisión total del accionamiento.

I : momento de inercia del transportador reducido al árbol del motor; kg.m^2 .

I_m : momentos de inercia del motor (rotor); kg.m^2 .

I_1, I_2, \dots, I_n : momentos de inercia de los elementos giratorios del accionamiento y el transportador durante los procesos transitorios; kg.m^2 .

I_{L1} : corriente de línea consumida de la red eléctrica por parte del estator; A.

K : coeficiente constructivo o de forma de la sección transversal del flujo de material acarreado.

k_i : coeficiente que toma en consideración la influencia de las masas en rotación.

K_e : coeficiente que tiene en cuenta el alargamiento elástico de la banda, como resultado de la cual no toda la masa de la banda se pone en movimiento simultáneamente; disminuyen las fuerzas dinámicas durante el incremento de la velocidad.

K^{cola} : coeficiente que considera el incremento de resistencia al movimiento por fricción en el tambor de cola o retorno.

$k_{\text{Curvo}}^{\text{Tradic}}$: coeficiente que tiene en consideración la variación de la tensión en los tramos curvos según la metodología actual.

$K_{S_i}^{\text{curvo}}$ y $K_{S_{i+1}}^{\text{curvo}}$: coeficientes que adecuan la variación de las resistencias al movimiento y las tensiones en los tramos curvos del perfil del transportador en los puntos (i) e (i+1).

K_{curv} : representa la curvatura definida por el spline.

$K_{(i)}^{\text{conv}}$: coeficiente que tiene en cuenta la resistencia al movimiento en los tramos curvos del perfil para un tramo (i).

K_{ccap} : costo capital del proyecto que anula el VAN para el año i.

n^{conv} : número de tramos convexos del perfil.

K_f : coeficiente que tiene cuenta la forma de la pila del material acarreado por la banda.

K_{fr} : coeficiente que considera la resistencia por fricción de los elementos del tambor motor.

$K_{B(i)}$: coeficiente que tiene en cuenta la influencia del tipo de banda en los tramos del perfil.

$K_{Q(i)}$: coeficiente que tiene en cuenta la influencia de la carga en los tramos del perfil.

$l_{n, n-1}$: longitud del tramo del perfil que se analiza; m.

l_r : longitud del rodillo central; m.

$l_{(nr)}$: longitud de los rodillos laterales de la artesa; donde $nr=1, 2$ y 3 según el tipo de artesa; m.

l_r^c y l_r^v : distancia entre rodillos rama cargada y vacía respectivamente, m.

L_{rc} : distancia entre rodillos en el punto de carga; m.

n : número de nodos de la función spline.

ns : número de áreas de la sección transversal de la artesa; $ns=1, 2$ hasta 3 .

n_r^L : número de rodillos laterales por ambos lados de la artesa.

n_v y n_c : número de tramos vacío y cargado respectivamente del perfil que se analiza.

m_{b+c} : masa de la carga más la banda; kg.

m_d : masa de la banda y los elementos que se trasladan; kg.

m_c : masa de la carga; kg.

M_s : margen de seguridad específico; m.

M_m : momento torsor del motor; N.m.

M_{tm} : momento torsor en el tambor motor; N.m.

M_{rotor} : momento torsor en el árbol del motor; N.m.

P_1 : potencia activa consumida por estator del motor desde la red eléctrica; kW.

P_2 : potencia desarrollada o entregada por el rotor del motor; kW.

P_{mec} : potencia mecánica desarrollada por el momento electromagnético para ω_m ; kW.

P_{ad} , P_{roz} : pérdidas de potencia adicionales y por rozamiento con el aire respectivamente; kW.

P_{tm} : Potencia en el tambor motor; kW.

p_j : porcentaje de partículas de mineral para un rango granulométrico de $[r_j, r_{j+1}]$.

P_i : pagos realizados por el inversionista durante el año i ; pesos.

Q : productividad deseada; t/h.

q : carga que se mueve por unidad de longitud; N/m).

q_r^c : peso lineal de los rodillos en la rama cargada; N/m.

q_r^v : peso lineal de los rodillos en la rama vacía; N/m.

q_c y q_b : peso lineal de la carga transportada y la banda respectivamente; N/m.

q_b^T : peso de un m^2 de banda seleccionado del catálogo; N/m².

r_T : radio del tambor motor del transportador; m.

R_V : radio del arco del perfil; m.

R_H : radio de curvatura de traza; m.

R_s : margen de seguridad del rodillo final de la artesa; m.

S_i , S_{i-1} , ..., S_n : tensiones de la banda en los puntos que definen los extremos de los tramos del perfil de la banda ($i, i-1, \dots, n$) respectivamente; N.

S'_i : proyección de la tensión S_i según la proyección axial de S_{i+1} ; N.

$S_{min.trab.}$: tensión mínima de trabajo considerando los pesos lineales de la carga y de la banda y de la distancia entre rodillos l_r^c ; N.

S_{max} : tensión máxima de una banda en un perfil para un accionamiento dado; N.

S_E^m y S_S^m : tensiones de entrada y salida al tambor motor; N.

S_E y S_S : tensión de la banda a la entrada y la salida en los tramos curvos del perfil; N.

S_c : tensión que se incrementa en la curva horizontal de la traza del transportador; N.

$S(x)$: expresión analítica del spline cúbico.

$S'(x)$ y $S''(x)$: primera y segunda derivada de la función $S(x)$.

$S_{N(i)}$: tensión normal de la banda sobre el rodillo como consecuencia de la acción de la fuerza tensión S_i y S_{i+1} en los tramos convexos; N.

S_d : deslizamiento entre las velocidades del estator y el rotor de la máquina; %.

S_L : potencia total o aparente; VA (Volt. Ampere).

Sa_i : saldo del proyecto correspondiente al año i ; pesos

T_{max} , T_{min} y T_e : tamaño máximo, mínimo y medio del mineral laterítico mullido, mm.

t : horas de trabajo en el año; horas/año .

U_{L1} : tensión de línea eléctrica en el estator del motor; volt.

v : velocidad de movimiento de la banda; m/s.

V_o : velocidad de caída de la partícula desde una altura H ; m/s.

VTM: valor de transportar una tonelada por unidad de longitud.

$W_{n,n-1}^c$ y $W_{n,n-1}^v$: resistencia al movimiento en los tramos rectos cargados y vacíos respectivamente; N

W_a : fuerza de inercia durante la aceleración de la banda; N

W_{cp} : resistencia en los tramos curvos del perfil; N.

W_{convc} y W_{convv} : resistencia en los tramos curvos convexo según Zelienskii 1986; N.

W_0 : esfuerzo de tracción; N.

W_n : esfuerzo de tracción incluyendo los procesos dinámicos; N.

W_m : esfuerzo de tracción requerido por el motor; N.

W_H y W_S : masa inicial (ante del secado) y final de de la muestra; kg.

W_T : resistencia total del recorrido del transportador por el perfil analizado; m.

$\{x_0, x_1, \dots, x_n\}$: longitud de cada tramo (x_i) del perfil del transportador para cada uno de los $n + 1$ nodos ordenados en forma creciente.

X_b : espesor de la banda; m.

(X_i, Y_i, Z_i) : coordenadas en 3D del modelo digital del terreno (topografía) donde se instala el transportador.

y_i : diferencia de altura correspondiente a cada tramo (x_i).

$|Z_i - Z_{i+1}|$: diferencia de altura (cotas) del tramo (i, i+1) del perfil; m.

Z: variable que relaciona la resistencia total sobre el recorrido del transportador para un perfil dado; m.

α_R : ángulo de curvatura del arco del perfil; grados.

α_{im} : ángulo de abrazado de la banda en el tambor motriz, radianes.

α_1, α_2 y α_3 : ángulo de inclinación de los rodillos laterales de la artesa; grados.

$\beta_{n,n-1}$: ángulo de inclinación del tramo del perfil del transportador que se analiza; grados.

$[\beta]$: ángulo límite de deslizamiento del material transportado sobre la banda.

ΔX : deformación de la banda durante el impacto del pedazo de mineral, m.

$\Delta Xd + \Delta Xf$: deformación, aplastamiento de la banda por el impacto de los pedazos de mineral al caer y flexión de la banda cuando los pedazos caen entre dos apoyos de rodillos; m.

Δt : tiempo durante el cual se realiza el choque del mineral con la banda; s.

δ_x : paso de cambio de un valor a otro de una variable durante la discretización.

γ : masa volumétrica del material transportado; t/m³.

ψ : Coeficiente que tiene en cuenta la disminución de la productividad debido al ángulo de inclinación longitudinal del transportador.

λ : ángulo de inclinación de la artesa transversal en los tramos curvos del transportador según el plano horizontal; grados.

φ : ángulo del talud natural; grados.

φ' : ángulo del talud del mineral en la curva de la banda; grados.

φ_m : Ángulo maximal de la pila, grados.

φ_t : Ángulo tangencial de la pila, grados.

η_{Tr} : rendimiento del equipo tomando en cuenta las pérdidas en el bloque motor.

η_{motor} : rendimiento del motor de accionamiento.

θ : ángulo medio entre el ángulo β_i y β_{i+1} que define la dirección de $S_{N(i)}$; grados.

θ_K : Margen de seguridad del ángulo de deslizamiento, grados.

$d\omega$: variación de la velocidad angular durante el proceso transitorio del accionamiento; rad/s.

ω_e : Velocidad angular del campo del estator; rad/s.

ω_m : velocidad angular del rotor; rad/s.

$\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$: velocidades angulares de los elementos giratorios del accionamiento y el transportador durante los procesos transitorios; rad/s.

ω_r : velocidad angular del tambor motor; rad/s.

ω' : coeficiente generalizado de resistencia al movimiento.

ANEXOS CAPÍTULO I

Anexo I.1

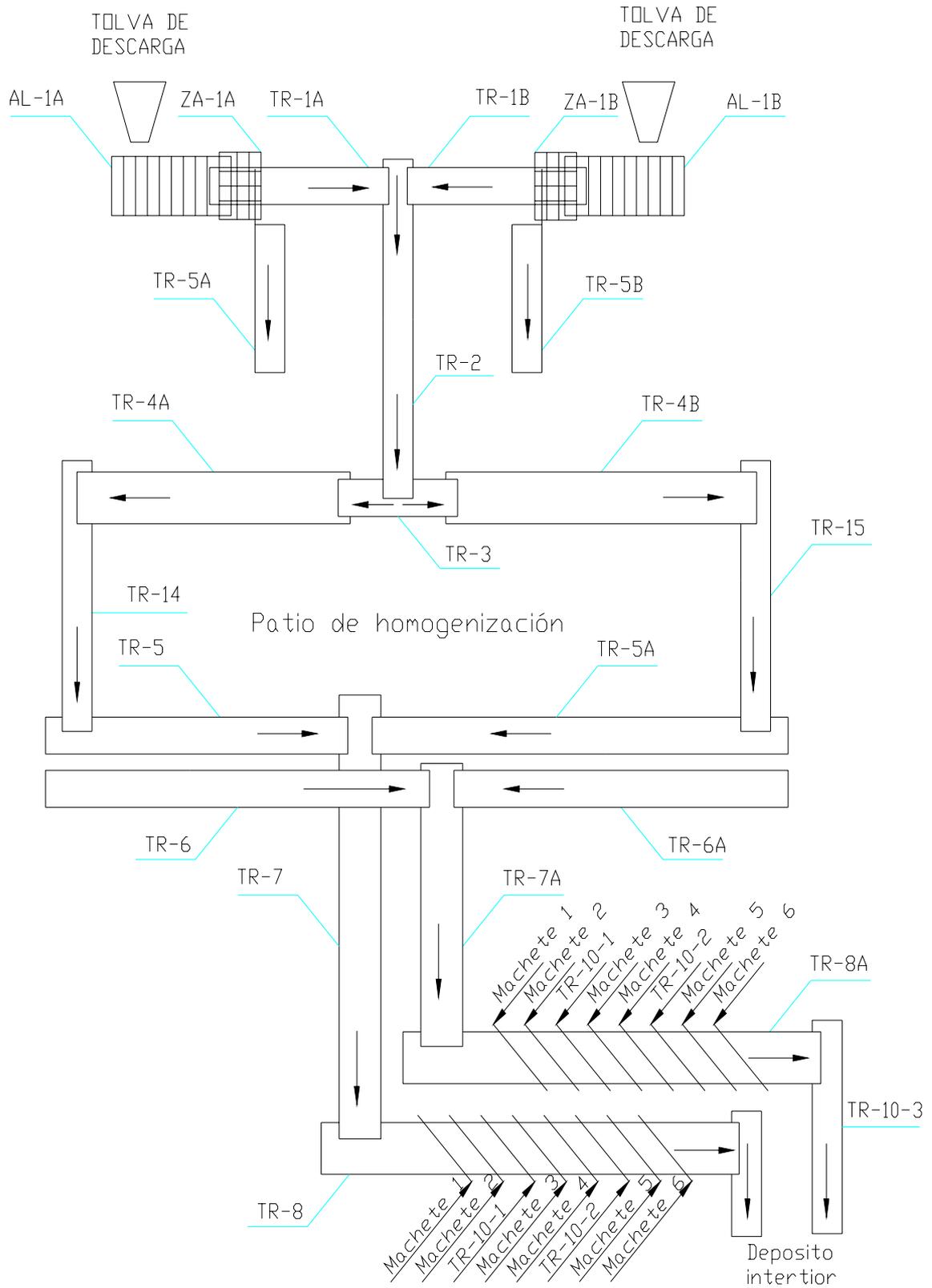


Figura I.1 Esquema flujo tecnológico de la Planta de Preparación Mecánica del Mineral Laterítico en la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara

Anexo I.2

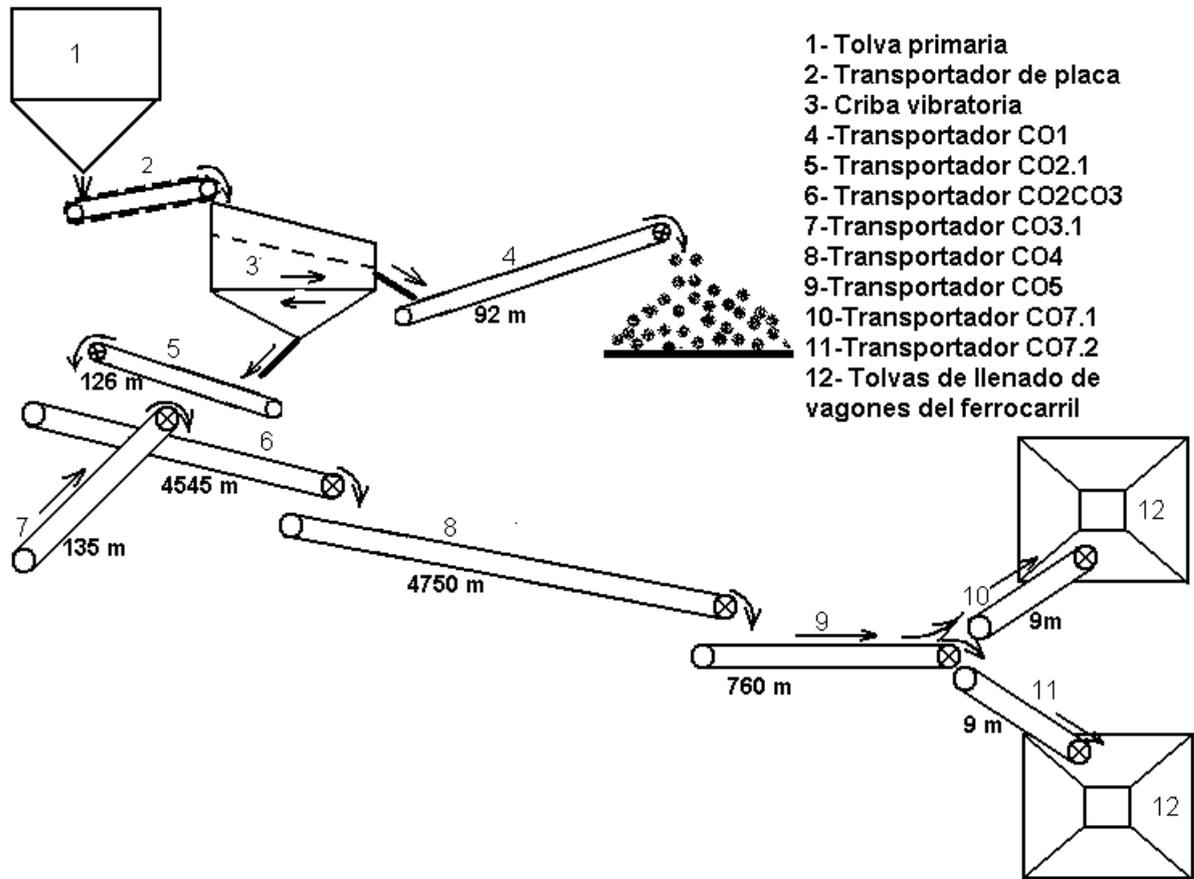


Figura 1.2. Flujo tecnológicos del Sistema de Transportadores Instalados por la Firma FAM en la Mina de Pinares de Mayarí de la Empresa Rene Ramos Latour de Nicaro

Anexo I.3

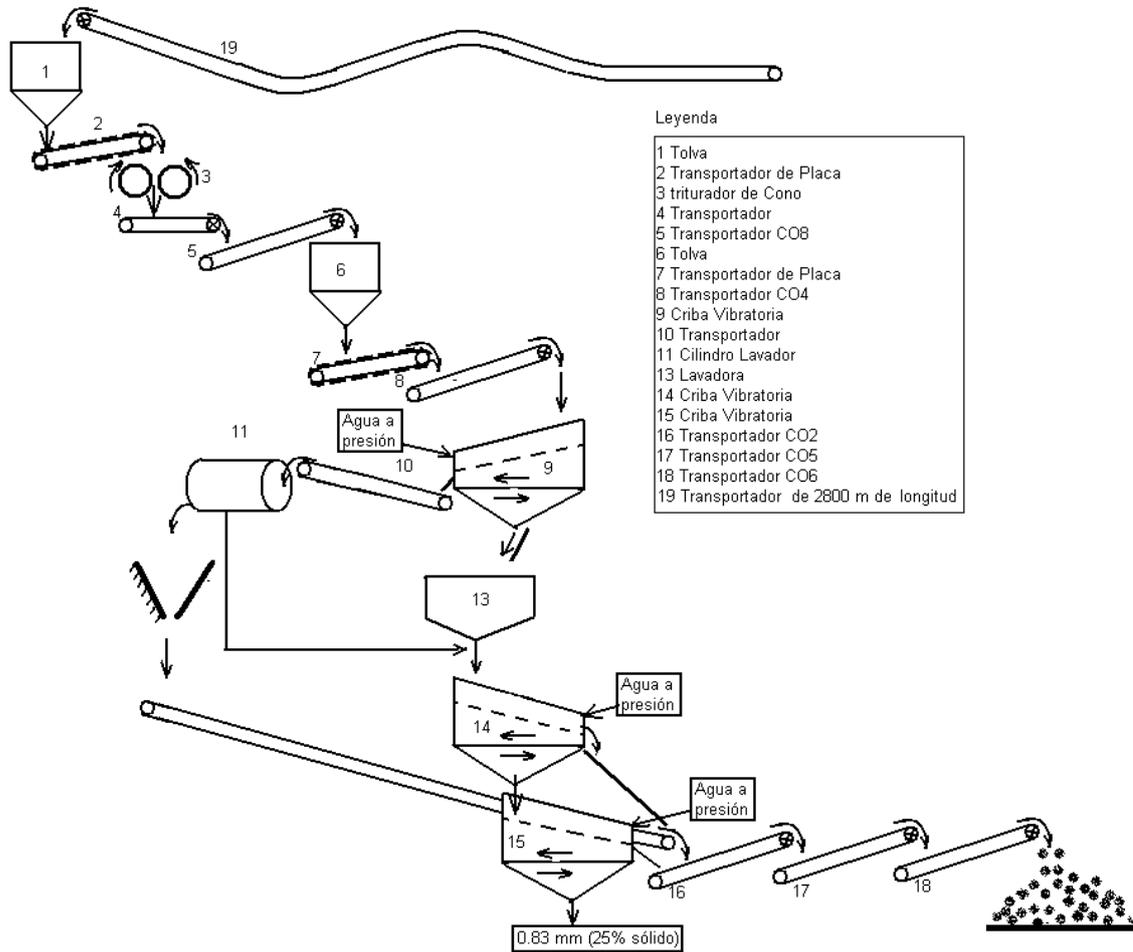


Figura 1.3 Flujo tecnológicos del Sistema de Transportadores Instalados la en la Mina de la Empresa Pedro Sotillo Alba (Planta de Pulpa)

Anexo I.4

TABLA 1.1 Datos técnicos de diseño de los transportadores de banda de las Empresas del Grupo Empresarial CUBANÍQUEL

EMPRESA COMANDANTE ERNESTO CHE GUEVARA								
Transportador	Q (t/h)	B (m)	V (m/s)	γ (t/m ³)	N (kW)	H (%)	L (m)	Δh , m
1A-1B	900	1,4	1,94	1.4	30	36.5	30.8	0
2	1800	1,6	2.08	1.4	320	36.5	133.5	
3	1800	1,6	2,50	1.4	30	36.5	10	0
4A-4B	1800	1,6	1,97	1.4	320	36.5	221.5	
5-5A	750	1,4	1.87	1.4	110	36.5	222.4	
6-6A	750	1,4	1.87	1.4	110	36.5	222.4	
7-7A	750	1,6	1.97	1.4	160	36.5	195.5	
8-8A	750	1,4	1.82	1.4	110	36.5	146	
9,1...9,7	125	1,0	1.15	1.4	17	36.5	22	0
10,1...10,3	750	1,4	1.82	1.4	17	36.5	15.5	
11-11A	490	1,4	1.82	1.4	110	4.5	180.1	
12-12A	490	1,4	1.82	1.4	110	4.5	169.6	
13,1...13,4	160	1,0	1.15	1.4	15	4.5	13.5	
14 y15	1700	1,2	2.45	1.4	90	36.5	110	0
EMPRESA COMANDATE RENE RAMOS LATOUR								
Transportador	Q (t/h)	B (m)	V (m/s)	γ (t/m ³)	N (kW)	H (%)	L (m)	Δh , m
C01	250	1,4	1,25	1.4	26	36	92	15
C02.1	800	2,0	0,5?	1.4	54	36	126	3,7
C02/03	800	1,0	2,85	1.4	2x190	36	4545	110
C03.1	800	1,0	2,85	1.4	44	36	135	4,5
C04	800	1,0	2,85	1.4	4x190	36	4750	-480
C05	800	1,0	2,85	1.4	132	36	760	15,5
C07.1	800	2,0	3,0	1.4	55	36	9	0
C07.2	800	2,0	3,0	1.4	55	36	9	0
MOA NICQUEL S. A. EMPRESA PEDRO SOTO ALBA								
Transportador	Q (t/h)	B (m)	V (m/s)	γ (t/m ³)	N (kW)	H (%)	L (m)	Δh , m
114-CO7	800	1,20	8,0	1,38	22,37		37	
114-CO8	800	0,80	4,0	1,38	230		2235	-37,8
114-CO9	800	0,8	4,0	1,38	15		19	10
114-CO4 A Y B	510	1,06 42"	3	1,38	44,74 60HP		45,72	

Datos motor TR-2 ECECG: Tipo motor; DAZ04-400x-6T2, Potencia 320 kW, 6000 Volts, In=38.5 A, Conexión estrella, n=1200 rpm, Rendimiento=93,3 %, Factor de Potencia= 0,86

Anexo I.5

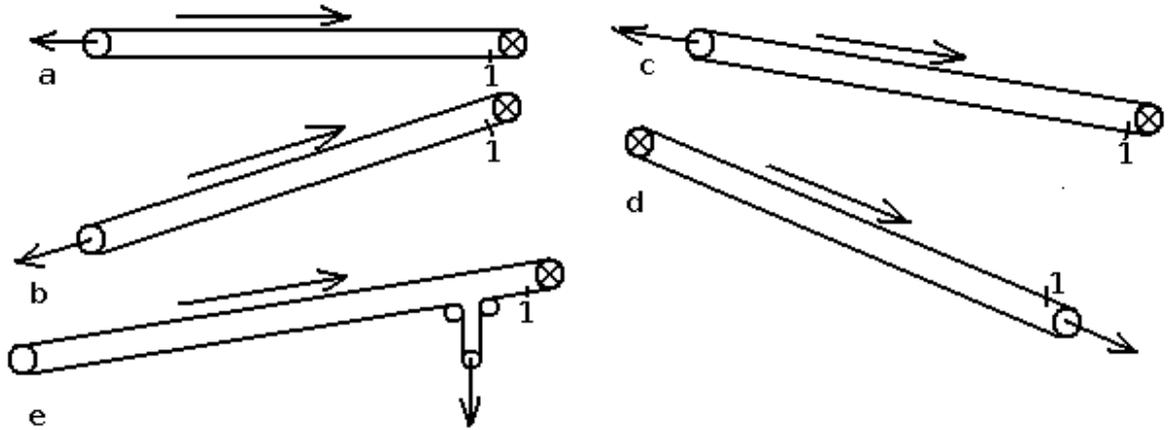


Figura 1.4 Esquema de distribución del accionamiento del transportador

Anexo I.6

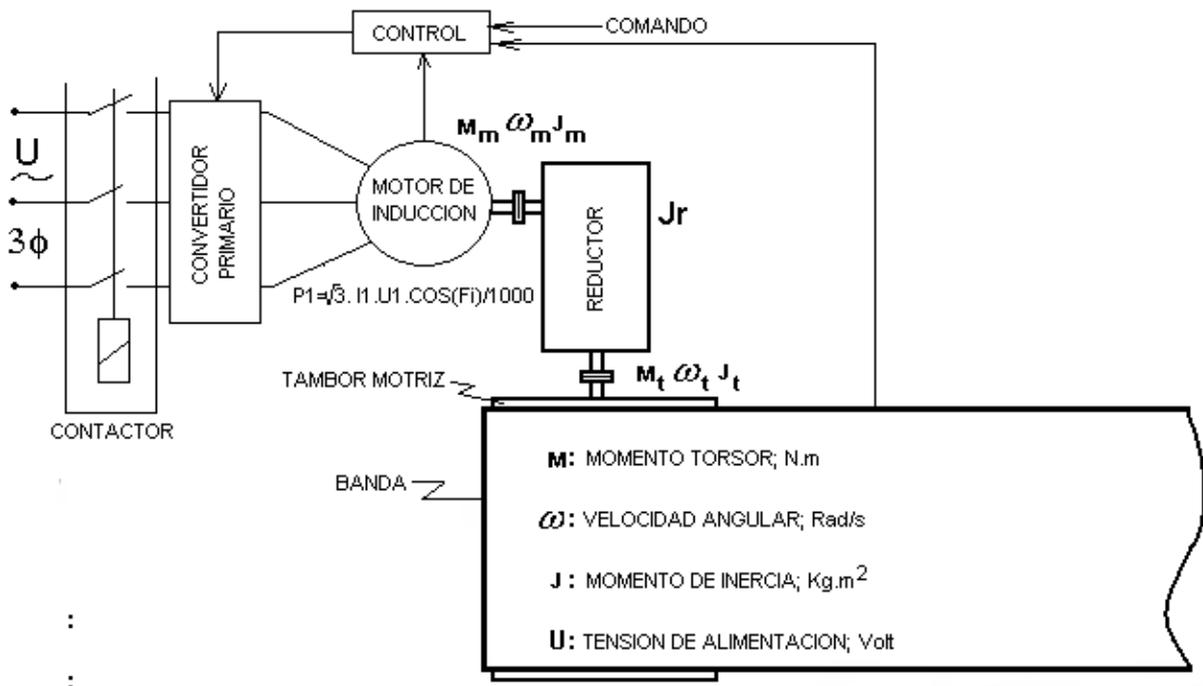


Figura 1.5 Esquema general del accionamiento electromecánico de un transportador de banda

ANEXO CAPÍTULO II

Anexo II.1. Implementación del método en un software.

La metodología propuesta se ha implementado en el software **TransBandas** desarrollado por un grupo de trabajo del ISMM. El menú principal se puede observar en la siguiente figura:



Figura 2.1: Ventana principal del software TransBandas

Las opciones de este menú son las siguientes:

- **Obtener Modelo Topográfico:** Dados los datos de un levantamiento topográfico permite obtener el modelo digital del terreno.
- **Cálculos y Gráficos Básicos:** Permite editar los datos de un transportador y calcular sus parámetros principales. También se muestran gráficos del recorrido y del perfil del transportador.
- **Estimación de Parámetros:** Para Experimentos BiFactoriales y TriFactoriales permite estudiar la relación entre variables mediante análisis de varianza.
- **Diseño de Transportadores:** Permite aplicar técnicas de optimización en el diseño de transportadores de banda. Estas técnicas se explicarán en el Capítulo III.
- **Solución de Transportación:** Se proponen soluciones para casos complejos donde hay que proponer transformaciones de la topografía (no implementada en la presente versión)
- **Acerca.** Se presenta la ventana:



Figura 2.2: Ventana ACERCA del software TransBandas

La opción **Cálculos y Gráficos Básicos** permite acceder a la ventana siguiente que da una idea general de la edición de los datos y cálculos técnicos de los transportadores de banda:

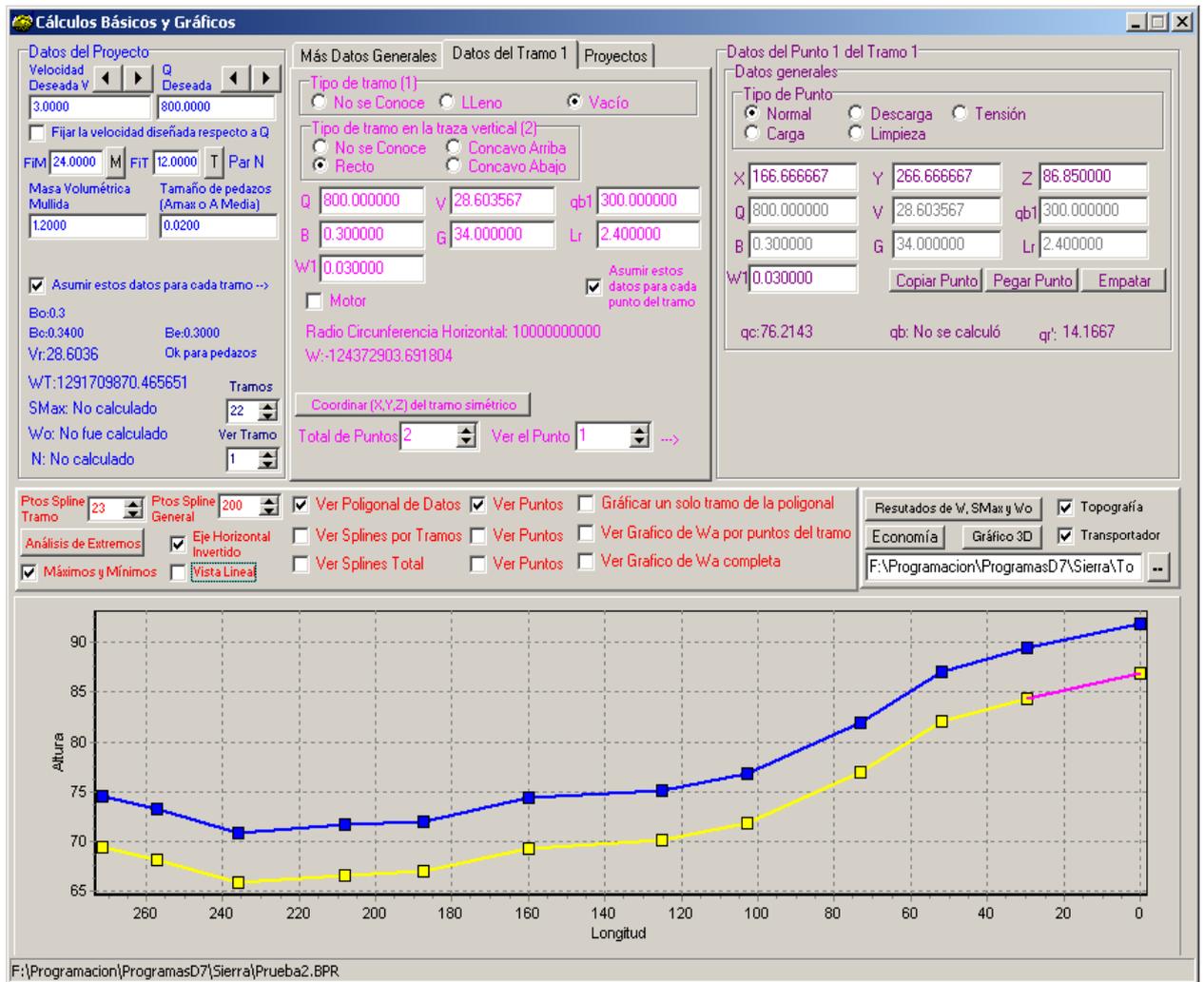


Figura 2.3: Ventana de Cálculos Básicos y Gráficos del software TransBandas

Anexo II.2

Tabla 2.1- Expresiones del factor de forma K_f para cada una de las secciones de la carga

Geometría	Expresiones para el factor de forma K_f para cada forma de la pila	
Triangular	$K_f = \frac{\tan(\varphi_m)}{4}$	
Parabólica	Grado n	$K_f = \frac{1}{2} \left[\frac{n}{n+1} \right] \tan(\varphi_m)$
	Grado 2	$K_f = \frac{1}{3} \tan(\varphi_m)$
Semi-elíptica	$K_f = \frac{\pi}{8} \tan(\varphi_m)$	
Hiperbólica	$K_f = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\tan^2(\varphi_m) \tan(\varphi_t)}{[\tan(\varphi_m) - \tan(\varphi_t)]^2} \ln \left[\frac{\tan(\varphi_m)}{\tan(\varphi_t)} \right] - \frac{\tan(\varphi_m) \tan(\varphi_t)}{\tan(\varphi_m) - \tan(\varphi_t)} \right\}$	

Anexo II.3

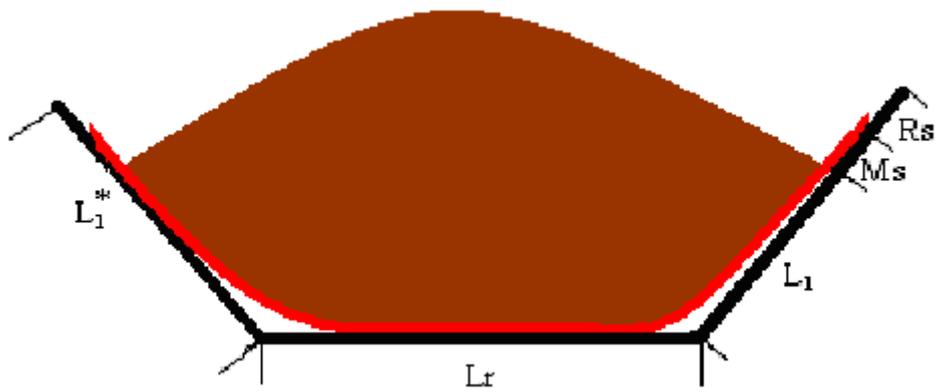


Figura 2.4: Márgenes de seguridad en la artesa

Anexo II.4

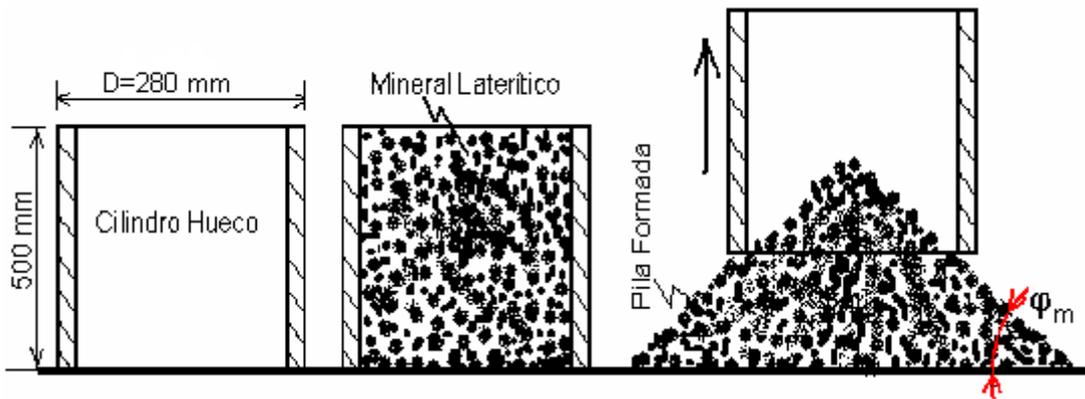


Figura 2.5. Procedimiento de formación de la pila de mineral laterítico para la medición del ángulo del talud φ_m y φ_t

Anexo II.5

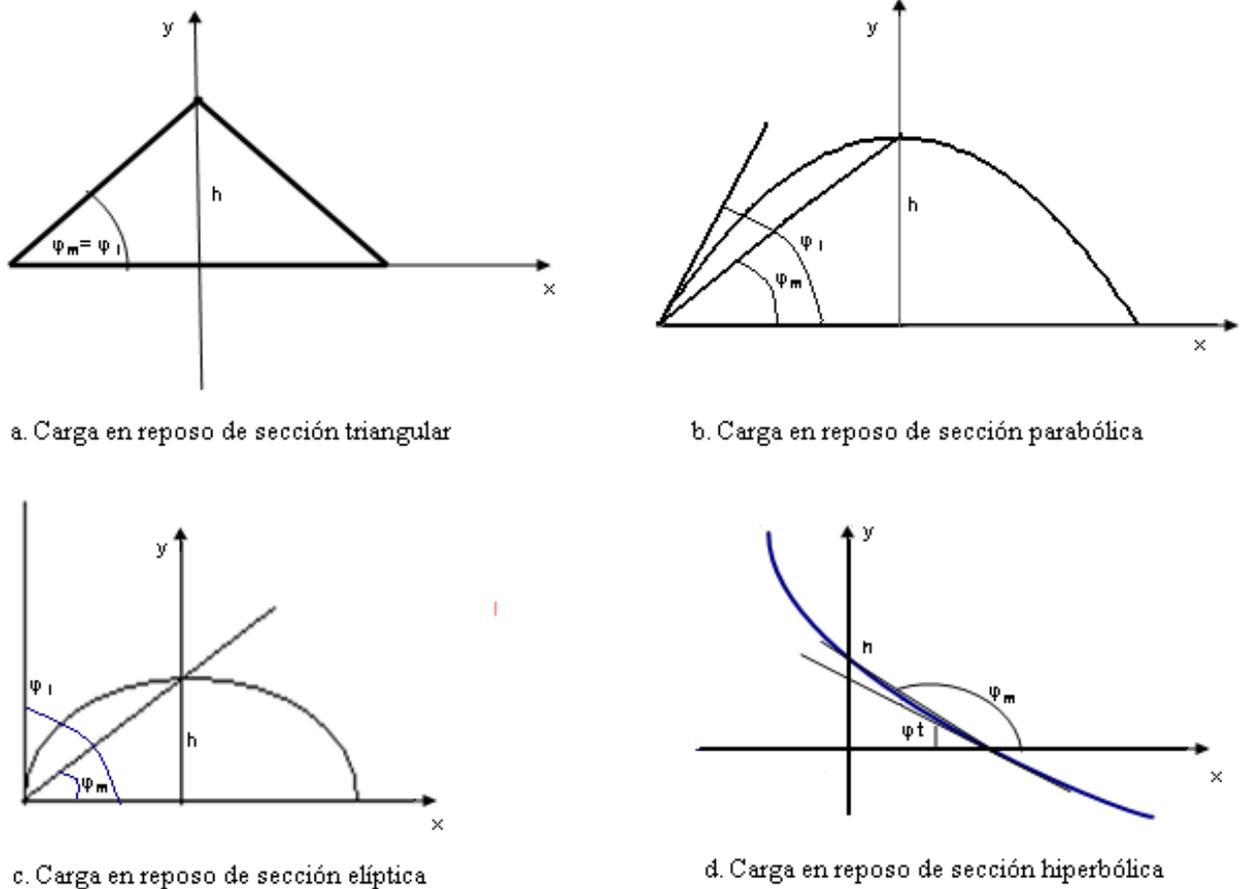


Figura 2.6: Caracterización de las formas posibles de la sección de la carga

Anexo II.6

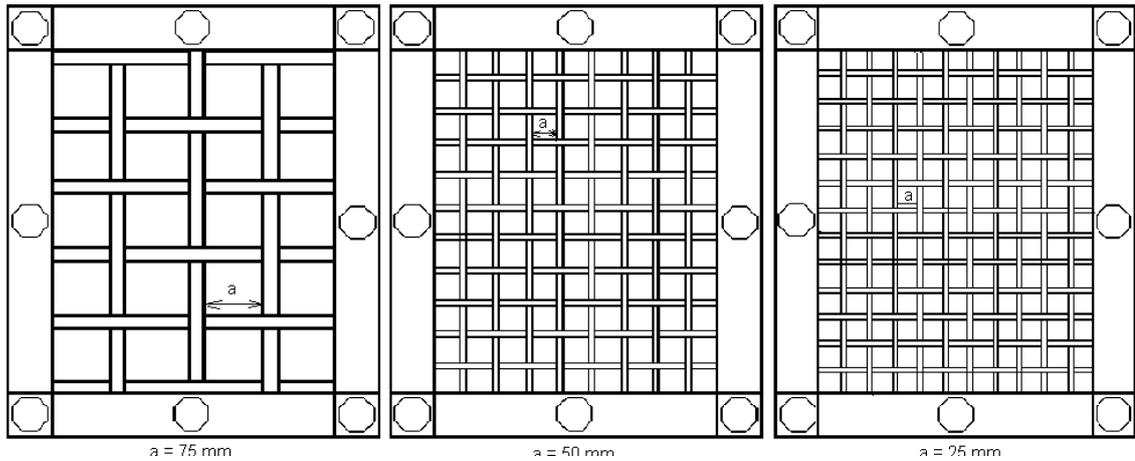


Figura 2.7. Rejillas utilizadas para el tamizado del mineral laterítico mullido

Anexo II.7

Tabla 2.2. Comportamiento porcentual promedio (respecto a 12 muestras) de la granulometría al variar la humedad del mineral laterítico mullido [tomado de Ortiz, 2006]

Réplicas	Clases; en mm	Humedad en %			
		42	38	34	30
1	+75	7.6	9.1	18.367	1.2
	-75 +50	7.32	7.67	4.082	4.32
	-50 +25	12.45	11.98	10.204	7.93
	-25 + 0	72.67	71.31	67.347	86.55
2	+75	9.1	11.724	14.545	2
	-75 +50	8.5	4.828	6.818	5.921
	-50 +25	12.19	7.586	10.455	7.895
	-25 + 0	69.69	75.862	68.182	84.184
3	+75	8.76	14	13.131	1.52
	-75 +50	9.3	7.2	5.051	5.2
	-50 +25	12.02	10.44	11.616	8.4
	-25 + 0	69.8	69.14	70.202	85.28
4	+75	7.04	9.46	12.787	2.08
	-75 +50	6.76	8.37	3.442	5.02
	-50 +25	12.93	12.88	10.704	8.23
	-25 + 0	73.27	69.29	73.067	84.67

5	+75	8.14	11.884	11.685	1.48
	-75 +50	8.98	4.828	6.298	6.841
	-50 +25	11.77	7.806	11.375	7.575
	-25 + 0	71.11	75.482	70.642	84.104
6	+75	9.62	14.42	9.971	0.66
	-75 +50	8.74	7.5	5.071	4.78
	-50 +25	11.64	11.18	11.176	7.68
	-25 + 0	70	66.9	73.782	86.88
7	+75	6.48	8.46	9.747	2.6
	-75 +50	7.34	7.81	5.682	4.72
	-50 +25	13.47	12.68	10.844	8.09
	-25 + 0	72.71	71.05	73.727	84.59
8	+75	7.78	12.464	9.505	0.7
	-75 +50	8.48	3.868	6.958	6.981
	-50 +25	11.47	7.326	10.815	8.275
	-25 + 0	72.27	76.342	72.722	84.044
9	+75	9.28	14.42	14.351	1.18
	-75 +50	8.66	6.64	4.671	4.7
	-50 +25	10.72	11.28	10.936	7.24
	-25 + 0	71.34	67.66	70.042	86.88
10	+75	6.06	9.1	11.187	2.6
	-75 +50	8.28	7.43	6.262	4.72
	-50 +25	13.43	13.38	13.264	9.01
	-25 + 0	72.23	70.09	69.287	83.67
Promedio	+75	7.986	11.5032	12.5276	1.602
	-75 +50	8.236	6.6144	5.4335	5.3203
	-50 +25	12.209	10.6538	11.1389	8.0325
	-25 + 0	71.509	71.3126	70.9	85.0852
Coefficiente de Variación	+75	14.43	19.31	20.79	41.60
	-75 +50	9.46	22.09	20.48	16.74
	-50 +25	6.84	20.47	7.27	5.82
	-25 + 0	1.75	4.58	3.10	1.39

Anexo II.8

Tabla 2.3 Promedio, Desviación estándar y Coeficiente de Variación de las distribuciones granulométricas para diferentes grados de humedad

Para 42% de Humedad			
Clases en mm	Promedio en %	Desviación Estándar en %	Coeficiente de Variación en %
+75	8.49	0.79	9.27
-75 +50	8.37	1.00	11.90
-50 +25	12.22	0.22	1.77
-25 + 0	70.72	1.69	2.39

Para 38% de Humedad			
Clases en mm	Promedio en %	Desviación Estándar en %	Coeficiente de Variación en %
+75	11.61	2.45	21.12
-75 +50	6.57	1.52	23.20
-50 +25	10.00	2.23	22.29
-25 + 0	72.10	3.43	4.76

Para 34% de Humedad			
Clases en mm	Promedio en %	Desviación Estándar en %	Coeficiente de Variación en %
+75	15.35	2.71	17.65
-75 +50	5.32	1.39	26.09
-50 +25	10.76	0.75	7.00
-25 + 0	68.58	1.47	2.14

Para 30% de Humedad			
Clases en mm	Promedio en %	Desviación Estándar en %	Coeficiente de Variación en %
+75	1.57	0.40	25.59
-75 +50	5.15	0.80	15.58
-50 +25	8.08	0.28	3.49
-25 + 0	85.34	1.18	1.39

Anexo II. 9. Balanza de laboratorio. Denominación: Balanza Romana. Rango de medición: 0 a 100 kg. Error: 0,058 kg



Figura 2.8 Balanza técnica utilizada para el pesaje de las muestras de mineral

Anexo II.10

Directorios Actuales Usados por TIERRA y Datos Generales del Disco:

Análisis de Varianza 1 VI, 1 VD y R repeticiones
 Total de Repeticiones: 5

Repeticiones de la Variable Dependiente
 MVM1
 MVM2
 MVM3
 MVM4
 MVM5

Realizar Análisis

Agregar esta variable como repetición de la Var. Depend. Todas
 MVM1

Fórmula

Fuente de Variación	Grados de Libertad	Suma de Cuadrados	Media Cuadrada	F
X	$g1=k-1$	SSX	$MSX=SSX/(k-1)$	$F_X=MSX/MSE$
Error	$g2=n-k$	SSE	$MSE=SSE/(n-k)$	
Total	$g2=n-1$	SST		

Cálculos

Fuente de Variación	Grados de Libertad	Suma de Cuadrados	Media Cuadrada	F
X	3	0.1783	0.05943333334	48.71584693
Error	16	0.01952000003	0.001220000002	
Total	19	0.1978200001		

Obtener F (tabla) Niv. Sign. 0.01 **Conclusión** Se cumple que $F_x > F_{tx}$ y por tanto los cambios en X influyen en los cambios en Y

F_{tx} 5.292300000

Figura 2.9: Análisis de Varianza para MVM con respecto a la Humedad

Anexo II.11



Figura 2.10. Estufa para la extracción de la humedad del mineral laterítico utilizada en el CEINNIQ

Anexo II.12

Tabla 2.4: Valores del ángulo maximal (14 réplicas) cuando varían los valores de tamaño promedio de las partículas y el nivel de humedad en %

a, mm	H, %	AM1	AM2	AM3	AM4	AM5	AM6	AM7	AM8	AM9	AM10	AM11	AM12	AM13	AM14	AP	DE	CV
5.00	26.00	35.30	34.20	35.00	35.40	35.50	34.80	34.20	34.20	35.30	35.20	34.00	34.80	33.80	34.40	34.72	0.58	1.66
25.00	26.00	29.50	27.00	29.30	27.40	28.90	28.30	30.10	28.80	30.00	29.80	29.90	30.30	28.60	27.90	28.99	1.04	3.60
50.00	26.00	24.30	25.70	24.10	25.30	25.20	26.00	25.60	25.10	25.60	26.20	25.10	26.00	25.20	26.20	25.40	0.64	2.52
75.00	26.00	27.30	29.40	30.00	28.20	29.90	29.70	29.70	31.20	29.90	31.10	28.40	29.40	29.30	30.20	29.55	1.05	3.56
78.00	26.00	30.80	31.00	32.04	32.60	30.90	31.20	32.60	30.90	31.20	33.30	32.30	31.00	33.10	31.40	31.74	0.89	2.80
5.00	30.00	37.12	35.00	36.25	36.54	36.40	37.20	35.90	37.00	36.50	37.10	36.30	35.90	37.20	36.50	36.49	0.62	1.71
25.00	30.00	30.40	29.70	31.00	30.80	29.90	29.60	30.40	31.50	30.40	30.09	29.70	31.60	31.00	30.90	30.50	0.66	2.15
50.00	30.00	25.20	25.70	24.70	25.00	25.30	25.70	25.60	26.50	26.30	25.47	27.00	25.20	25.00	26.80	25.68	0.71	2.77
75.00	30.00	30.40	30.07	31.70	31.20	31.30	30.50	30.40	30.50	30.40	32.20	31.80	30.70	30.70	31.50	30.96	0.65	2.11
78.00	30.00	34.00	32.30	33.70	33.20	33.60	33.90	32.80	32.40	33.51	34.70	32.40	33.90	33.80	34.30	33.47	0.74	2.23
5.00	34.00	39.23	37.34	41.32	38.00	37.50	40.00	38.90	39.50	38.00	38.40	38.90	38.40	38.90	40.00	38.89	1.08	2.79
25.00	34.00	30.27	31.00	32.87	32.45	31.26	32.27	32.70	30.70	31.25	30.80	31.50	31.56	32.90	33.20	31.77	0.95	2.98
50.00	34.00	26.86	28.20	28.50	29.23	27.30	29.90	30.10	30.20	27.40	29.30	28.93	30.40	29.80	30.50	29.04	1.22	4.20
75.00	34.00	34.00	31.77	32.30	31.60	32.10	31.14	33.70	31.60	33.40	32.80	32.80	31.50	33.00	32.40	32.44	0.88	2.72
78.00	34.00	34.79	34.01	36.57	35.60	35.08	35.70	35.30	35.70	34.97	34.60	35.90	35.40	34.10	35.80	35.25	0.71	2.02
5.00	38.00	45.30	46.20	43.80	44.70	45.20	46.65	45.50	43.90	45.50	45.00	44.90	43.80	46.40	44.60	45.10	0.92	2.04
25.00	38.00	35.62	34.70	35.54	35.62	35.45	34.89	35.10	35.40	36.80	37.00	36.50	34.80	35.50	36.70	35.69	0.76	2.14
50.00	38.00	29.01	29.62	28.40	28.46	29.09	29.54	28.70	28.90	29.30	30.40	30.20	30.20	31.20	29.50	29.47	0.80	2.73
75.00	38.00	31.70	34.10	33.04	31.91	33.00	33.10	32.87	33.80	32.40	32.45	33.50	33.40	33.80	32.80	32.99	0.71	2.14
78.00	38.00	35.67	35.97	37.33	35.80	36.70	36.60	37.20	36.60	37.30	35.70	36.50	36.60	37.20	35.50	36.48	0.65	1.78
5.00	42.00	48.50	44.80	50.10	46.00	47.00	45.80	46.40	49.08	47.00	46.60	48.50	45.90	46.40	47.30	47.10	1.46	3.10
25.00	42.00	36.70	37.20	36.10	36.20	36.87	37.20	37.90	38.00	39.00	37.90	36.90	38.20	36.80	38.40	37.38	0.86	2.30
50.00	42.00	31.20	30.10	31.30	30.40	31.80	31.60	31.30	32.00	30.80	31.50	30.40	32.50	31.90	32.80	31.40	0.79	2.51
75.00	42.00	35.00	32.30	35.60	34.57	35.40	35.60	34.21	35.40	36.05	35.60	36.00	35.30	33.40	34.70	34.94	1.05	3.00
78.00	42.00	38.80	39.70	41.40	38.90	41.30	40.70	39.60	42.30	41.30	41.80	39.70	39.20	41.80	41.60	40.58	1.21	2.99

Anexo II.13

Tabla 2.5: Valores del ángulo tangencial cuando varían los valores de tamaño promedio de las partículas y el nivel de humedad en %

a, mm	H, %	AT1	AT2	AT3	AT4	AT5	AT6	AT7	AT8	AT9	AT10	AT11	AT12	AT13	AT14	ATP	DE	CV
5	26	36.15	36.15	36.87	37.01	37.75	35.84	37.41	36.30	37.81	36.61	35.30	37.73	35.41	35.38	35.04	0.90	2.58
25	26	30.95	31.38	31.58	30.69	29.61	30.41	29.44	31.32	30.41	29.95	29.78	31.98	31.49	31.32	29.35	0.82	2.79
50	26	27.87	28.44	27.58	26.92	27.67	28.44	27.84	27.78	27.07	26.5	27.67	26.72	27.15	26.41	25.87	0.65	2.52
75	26	31.50	30.44	31.67	31.07	30.67	31.96	32.30	30.64	29.67	29.93	31.33	31.24	30.53	31.96	29.56	0.79	2.66
78	26	32.51	34.22	32.14	32.76	34.59	32.88	33.31	33.99	33.91	34.62	32.71	33.82	33.82	34.42	31.88	0.82	2.59
5	30	39.45	40.65	39.88	41.10	39.59	40.45	40.19	41.42	41.25	39.19	41.42	39.08	41.05	39.45	38.79	0.86	2.22
25	30	31.61	33.15	31.06	32.78	32.75	32.26	33.24	31.52	31.09	32.95	32.58	33.38	32.29	33.01	30.55	0.79	2.59
50	30	28.91	28.68	27.05	26.82	26.57	28.39	28.94	28.59	26.74	28.65	28.39	28.99	28.68	26.97	26.28	0.95	3.61
75	30	31.45	33.65	32.42	33.47	32.93	33.16	32.25	32.82	32.67	32.05	32.76	32.39	31.99	33.47	31.36	0.64	2.03
78	30	35.98	34.86	35.43	34.92	36.15	34.98	36.15	36.12	35.52	34.12	34.95	36.20	34.12	35.83	33.69	0.73	2.18
5	34	38.03	38.98	38.58	39.15	38.38	40.75	38.78	40.66	38.29	40.58	39.2	38.15	39.35	40.66	37.89	1.01	2.65
25	34	32.02	31.96	32.05	33.71	33.25	31.73	33.02	31.45	33.48	31.53	33.28	32.19	31.16	33.68	31.02	0.90	2.89
50	34	30.12	30.74	28.43	30.09	29.23	29.14	30.72	30.72	29.60	30.89	28.49	29.29	30.37	28.92	28.37	0.86	3.04
75	34	33.72	35.00	34.32	32.69	32.54	34.14	32.86	32.77	34.77	32.8	35.06	35.03	33.23	32.83	32.32	0.99	3.06
78	34	37.21	37.33	36.36	36.59	36.47	36.81	35.39	36.59	35.96	37.76	37.07	37.59	35.79	36.27	34.90	0.69	1.98
5	38	42.35	41.89	42.15	43.29	42.06	42.84	42.04	42.21	43.15	43.32	42.44	42.12	42.84	44.06	41.35	0.64	1.55
25	38	36.24	35.61	37.27	35.67	37.32	35.84	37.15	35.87	37.47	37.55	35.98	36.07	36.67	35.52	35.47	0.76	2.15
50	38	30.37	29.74	31.22	31.94	30.59	29.48	31.97	30.34	30.88	29.82	30.79	29.94	31.42	29.59	29.34	0.83	2.84
75	38	33.90	34.44	34.55	34.55	32.41	35.10	32.67	34.13	32.87	32.24	34.50	34.41	32.61	34.73	32.24	1.00	3.10
78	38	37.52	36.61	36.32	38.09	36.12	38.18	37.24	35.92	37.01	35.95	37.24	37.18	38.15	36.15	35.75	0.82	2.29
5	42	45.70	45.99	45.16	45.93	46.88	45.22	46.08	46.79	46.96	46.25	45.90	45.30	45.10	46.59	44.88	0.65	1.44
25	42	37.11	37.89	38.8	37.00	38.29	39.06	38.31	39.29	37.20	36.66	37.03	38.40	37.26	38.29	36.54	0.85	2.33
50	42	31.59	33.73	32.47	31.90	32.82	30.96	32.22	31.53	32.87	33.79	32.42	32.62	33.70	33.30	30.96	0.88	2.84
75	42	36.11	34.48	36.28	35.77	36.00	34.94	35.68	35.74	35.28	36.31	35.00	35.71	36.86	35.06	34.48	0.65	1.87
78	42	42.27	41.50	41.93	41.59	43.04	43.16	41.50	41.24	43.36	40.70	41.16	41.59	41.79	42.53	40.50	0.81	1.99

Anexo II.14

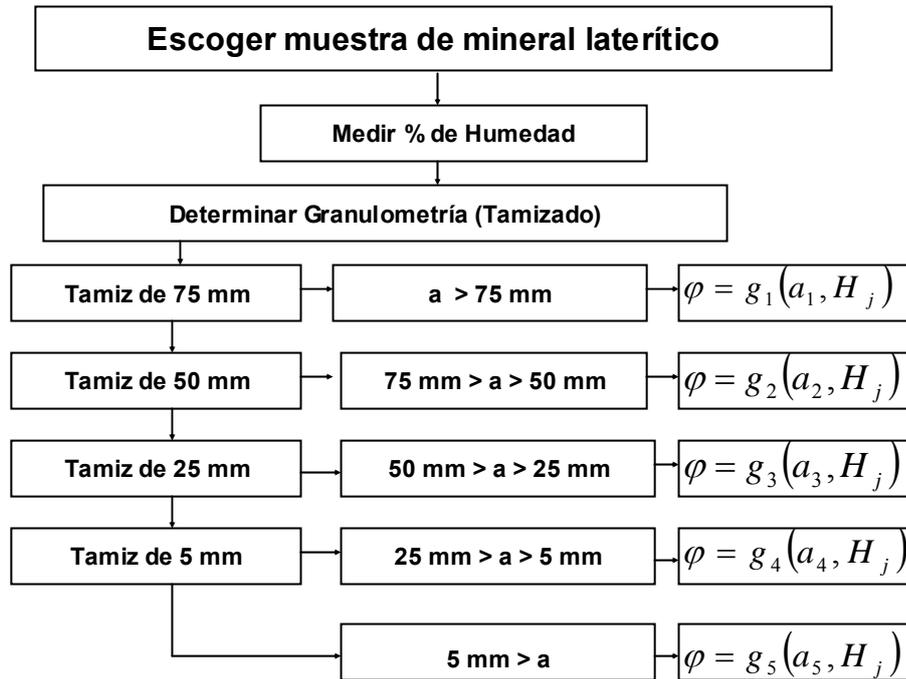


Figura 2.12. Algoritmo para determinar el ángulo del talud o reposo del mineral laterítico en función de la Granulometría y la Humedad

Anexo II.15

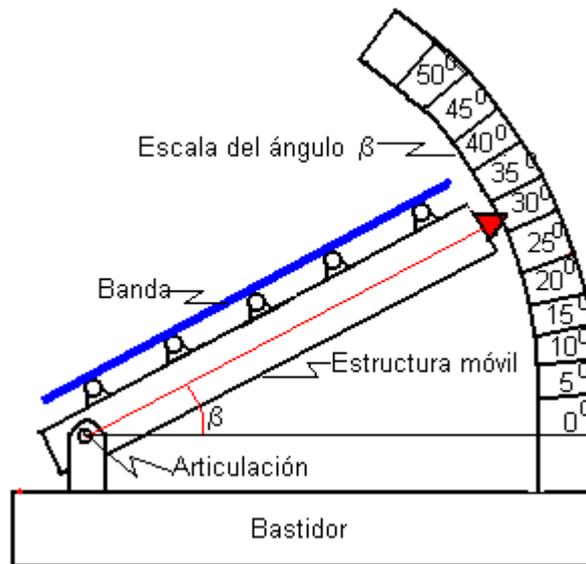


Figura 2.13 Dispositivo para medir el ángulo de deslizamiento del mineral laterítico sobre la banda

Anexo II.16

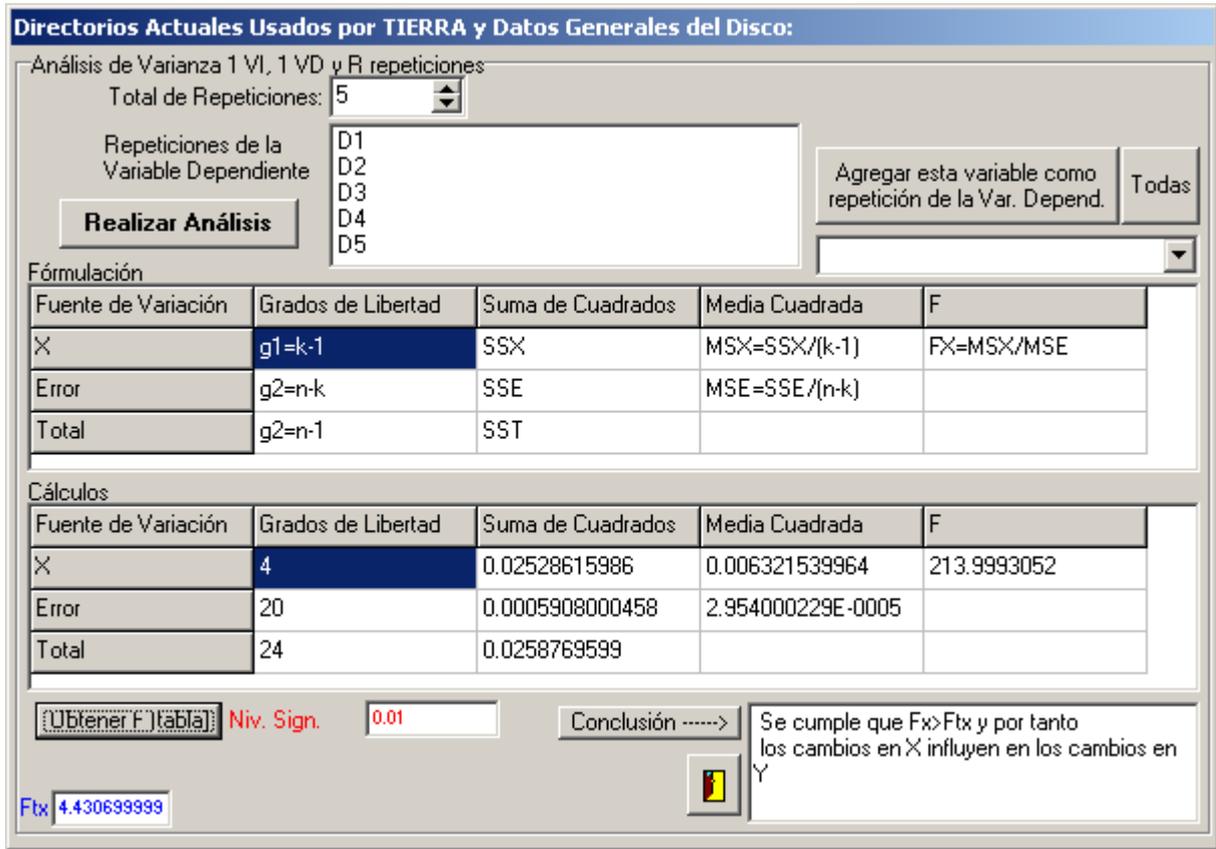


Figura 2.13: Análisis de Varianza para ψ con respecto a β

Anexo II.17

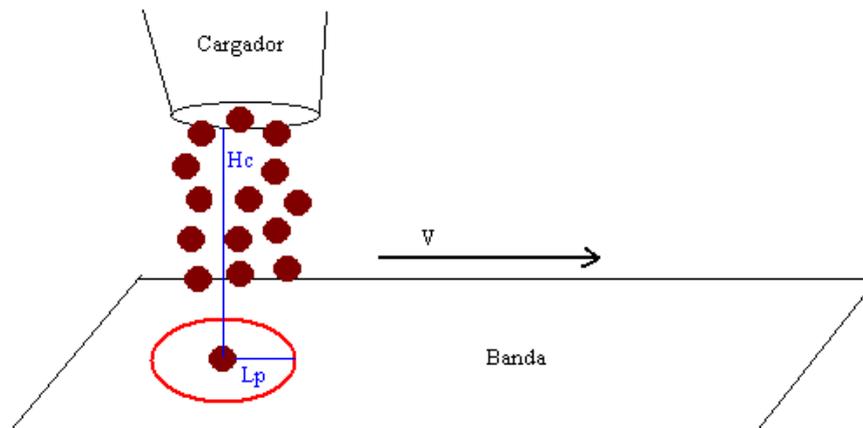


Figura 2.14: Desplazamiento de partículas de mineral sobre la banda en la zona de carga

Anexo II.18

Tabla 2.6: Desplazamiento D para diferentes valores de la altura de caída Hc y el tamaño promedio de las partículas a del mineral laterítico y la velocidad de la banda v en la ECECG

Hc mm	a mm	V m/s	Réplicas			Medidas Estadísticas		
			D1 mm	D2 mm	D3 mm	Promedio D en mm	Desviación Estándar	Coficiente de Variación
500	30	1.87	343.00	311.00	367.00	340.33	28.10	8.26
500	30	1.97	290.00	330.62	420.65	347.09	66.86	19.26
500	30	2.08	442.50	466.70	434.00	447.73	16.97	3.79
500	30	2.45	501.00	435.00	523.00	486.33	45.80	9.42
500	40	1.87	367.00	332.00	393.60	364.20	30.90	8.48
500	40	1.97	395.00	322.00	436.90	384.63	58.15	15.12
500	40	2.08	443.10	415.00	444.00	434.03	16.49	3.80
500	40	2.45	523.00	451.30	532.00	502.10	44.22	8.81
500	50	1.87	380.00	362.50	389.00	377.17	13.48	3.57
500	50	1.97	400.00	334.00	421.50	385.17	45.60	11.84
500	50	2.08	463.30	462.50	456.00	460.60	4.00	0.87
500	50	2.45	534.00	471.80	567.00	524.27	48.34	9.22
500	60	1.87	407.00	354.00	405.00	388.67	30.04	7.73
500	60	1.97	421.00	347.60	434.00	400.87	46.59	11.62
500	60	2.08	492.00			492.00	0.00	0.00
500	60	2.45	547.40	512.90	556.00	538.77	22.81	4.23
500	70	1.87	455.00	367.00	380.00	400.67	47.50	11.86
500	70	1.97	465.00	361.60	456.00	427.53	57.28	13.40
500	70	2.08	510.20	488.60		499.40	15.27	3.06
500	70	2.45	687.00	669.00		678.00	12.73	1.88
500	100	1.87	489.00	421.00	431.00	447.00	36.72	8.21
500	100	2.08	567.00	500.00	545.00	537.33	34.15	6.36
500	100	2.45	656.00	678.00	690.00	674.67	17.24	2.56
500	300	1.87	523.00	456.00	405.00	461.33	59.18	12.83
500	300	2.08	672.00	623.00	666.00	653.67	26.73	4.09
500	300	2.45	768.00			768.00	0.00	0.00
500	500	1.87	590.00		411.00	500.50	126.57	25.29
1000	30	1.87	462.10	387.00	413.00	420.70	38.14	9.07

1000	30	1.97	541.00	412.00	509.00	487.33	67.17	13.78
1000	30	2.08	500.00	375.20		437.60	88.25	20.17
1000	30	2.45	675.00	590.00	678.00	647.67	49.96	7.71
1000	40	1.87	476.00	402.00	440.00	439.33	37.00	8.42
1000	40	1.97	567.00	434.00	545.00	515.33	71.29	13.83
1000	40	2.08	513.00	400.80		456.90	79.34	17.36
1000	40	2.45	689.00	607.00	680.00	658.67	44.97	6.83
1000	50	1.87	498.00	408.00	455.00	453.67	45.01	9.92
1000	50	1.97	593.00	441.00	576.00	536.67	83.28	15.52
1000	50	2.08	525.00	435.00	504.00	488.00	47.09	9.65
1000	50	2.45	734.00	623.00	730.00	695.67	62.96	9.05
1000	60	1.87	488.00	423.00	463.00	458.00	32.79	7.16
1000	60	1.97	621.00	501.00	593.00	571.67	62.78	10.98
1000	60	2.08	540.30	542.00	523.00	535.10	10.51	1.96
1000	60	2.45	789.00	690.00	790.00	756.33	57.45	7.60
1000	70	1.87	589.00	445.00	480.00	504.67	75.10	14.88
1000	70	1.97	700.00	512.00	621.00	611.00	94.40	15.45
1000	70	2.08	575.00	520.30	600.00	565.10	40.76	7.21
1000	70	2.45	898.00	703.00		800.50	137.89	17.22
1000	100	1.87	612.00	478.00	501.00	530.33	71.65	13.51
1000	100	1.97	773.00	530.00	646.00	649.67	121.54	18.71
1000	100	2.08	592.00		619.00	605.50	19.09	3.15
1000	100	2.45	930.00	823.00	820.00	857.67	62.66	7.31
1000	300	1.87	639.00		530.00	584.50	77.07	13.19
1000	300	1.97			728.00	728.00	0.00	0.00
1000	300	2.08	668.00			668.00	0.00	0.00
3000	30	1.87	678.00	567.00	450.00	565.00	114.01	20.18
3000	30	1.97	678.00	395.90	612.00	561.97	147.56	26.26
3000	30	2.08	789.00	709.00	466.50	654.83	167.93	25.65
3000	30	2.45	1345.00	1009.00		1177.00	237.59	20.19
3000	40	1.87	698.00	589.00	522.50	603.17	88.60	14.69
3000	40	1.97	701.00	456.00	634.00	597.00	126.62	21.21
3000	40	2.08	798.00	718.00	756.00	757.33	40.02	5.28

3000	40	2.45	1350.00	1123.00		1236.50	160.51	12.98
3000	50	1.87	785.00	594.00	579.00	652.67	114.85	17.60
3000	50	1.97	743.00	406.80	656.00	601.93	174.50	28.99
3000	50	2.08	797.00	745.00	767.00	769.67	26.10	3.39
3000	50	2.45	1434.00	1238.00		1336.00	138.59	10.37
3000	60	1.87	820.00	645.00	687.00	717.33	91.36	12.74
3000	60	1.97	892.00	468.00	665.00	675.00	212.18	31.43
3000	60	2.08	845.00		809.00	827.00	25.46	3.08
3000	60	2.45	1467.00	1311.00		1389.00	110.31	7.94
3000	70	1.87	890.00	676.00	776.00	780.67	107.08	13.72
3000	70	1.97	956.00	589.00	789.00	778.00	183.75	23.62
3000	70	2.08	1231.00		1127.00	1179.00	73.54	6.24
3000	70	2.45	1485.00	1345.00		1415.00	98.99	7.00
3000	100	1.87	927.00	887.00	987.00	933.67	50.33	5.39
3000	100	1.97	1008.00	890.00	1129.00	1009.00	119.50	11.84
3000	100	2.08	1356.00		1234.00	1295.00	86.27	6.66
3000	100	2.45	1609.00	1378.00		1493.50	163.34	10.94
3000	300	1.87	1012.00	999.00	1129.00	1046.67	71.60	6.84
3000	300	1.97	1106.00	909.00	1122.00	1045.67	118.63	11.34
3000	300	2.08	1400.00		1345.00	1372.50	38.89	2.83
3000	300	2.45	1809.00	1456.00		1632.50	249.61	15.29
3000	500	1.97	990.00	934.00	1089.00	1004.33	78.49	7.81
3000	700	1.97	987.00	1034.00	991.00	1004.00	26.06	2.60

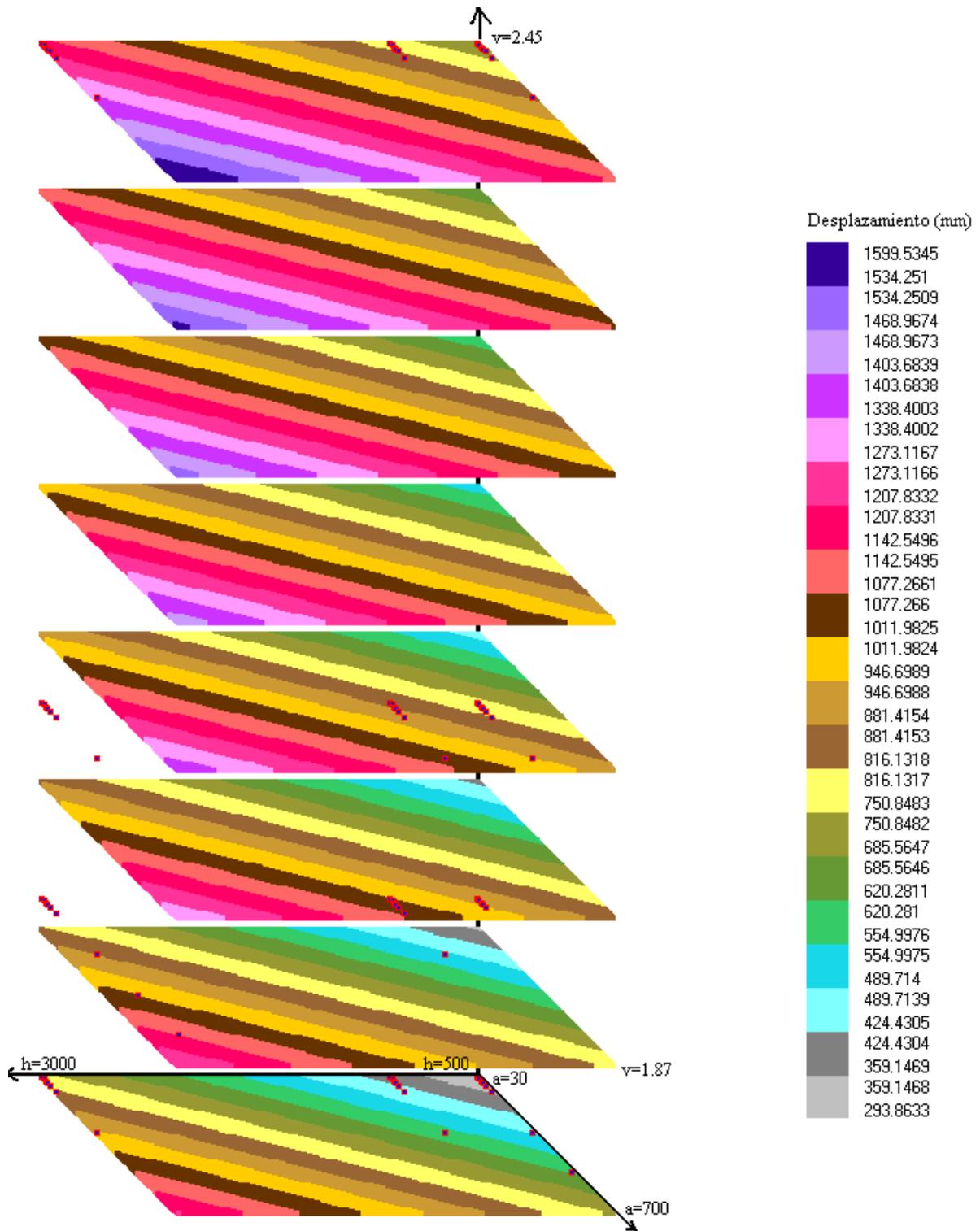


Figura 2.15: Gráfico del comportamiento del desplazamiento en función de la altura de caída h (mm), el tamaño promedio de las partículas (mm) y la velocidad de la banda (m/s)

Anexo III.1

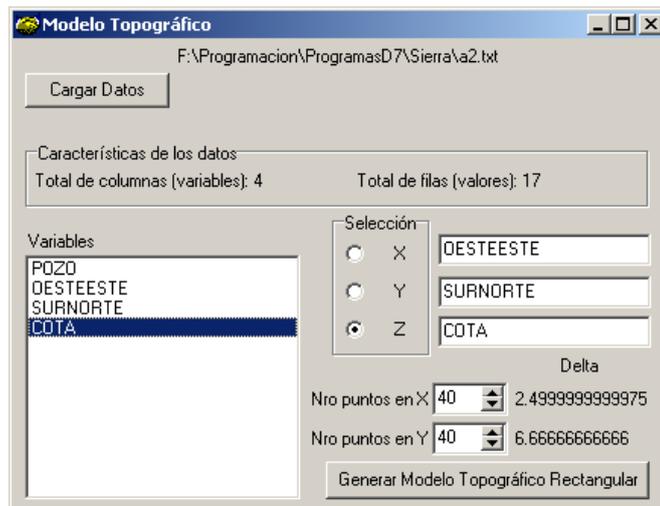


Figura 3.1: Diálogo para obtener el MDT dado un levantamiento topográfico

Anexo III.2

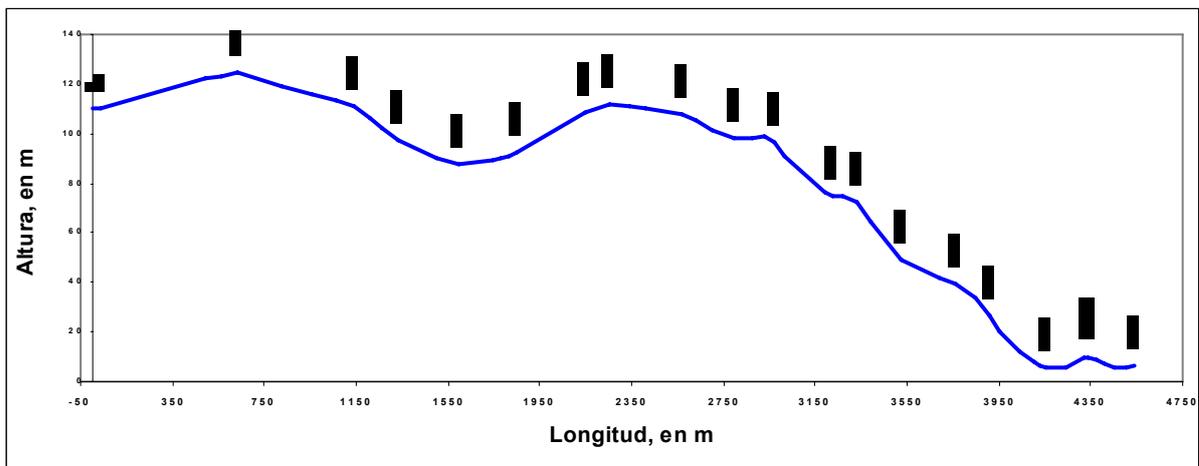


Figura 3.2. Perfil del transportador CO2CO3 de la ECRRL

Anexo III.3

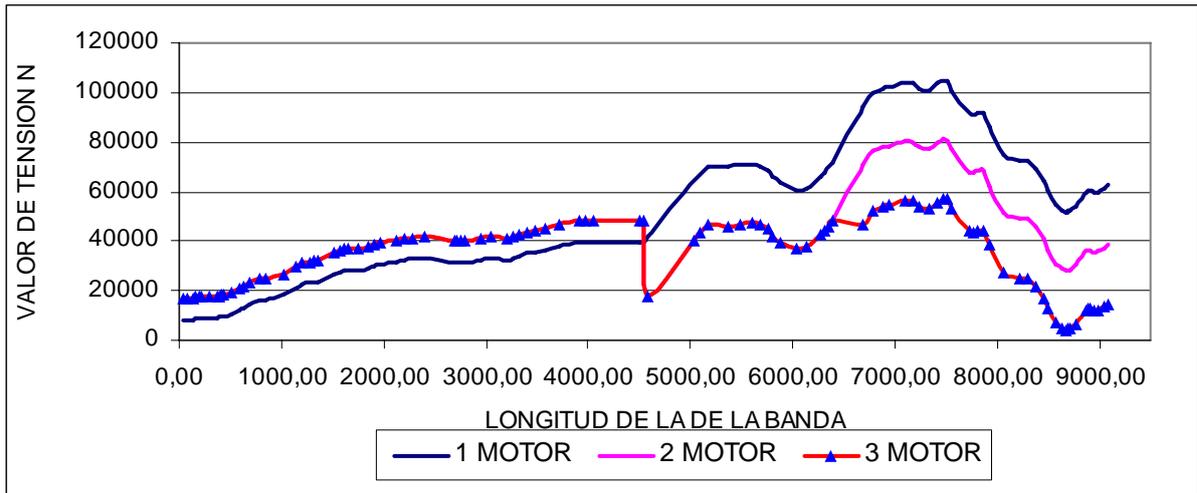


Figura 3.3. Variación de la tensión máxima a que esta sometida la banda cuando varia el número de su accionamiento a través del perfil en el transportador CO2CO3 de la ECRRL
Anexo III.4

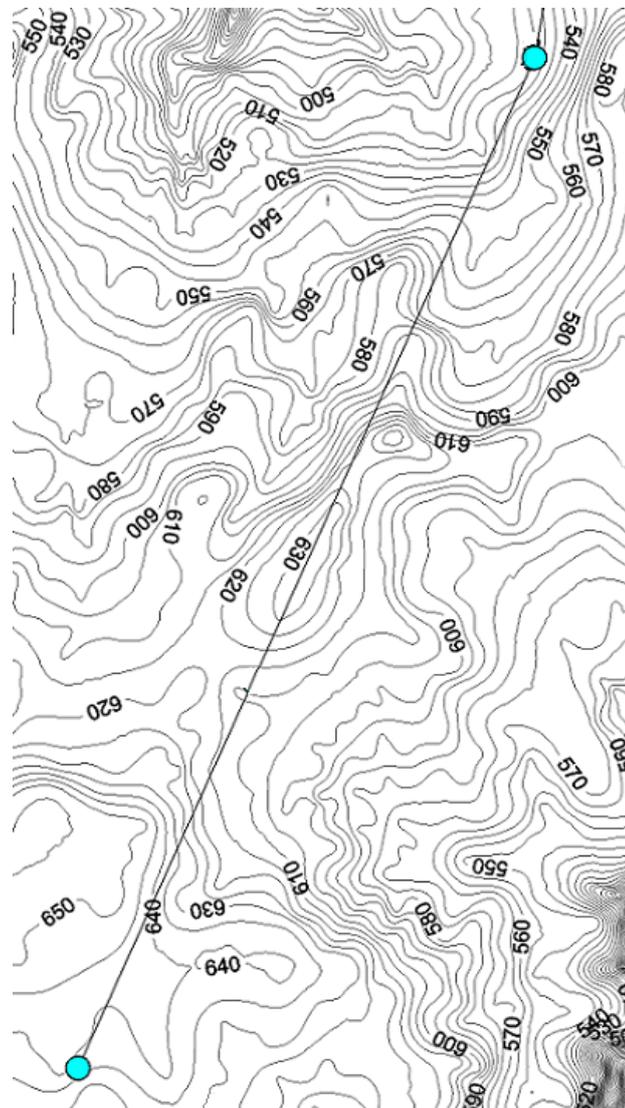


Figura 3.4 Curvas de nivel de la topografía del terreno donde cruza la traza del transportador CO2CO3 de la ECRRL

Anexo III.5.

Tabla: 3.1: Parámetros de entrada del transportador CO2CO3 de la ECRRL

Parámetros de Entrada	Valor
Productividad	800 ton/h
Velocidad deseada	2.85 m/seg
Ángulo Máximo del Talud	34°
Ángulo Tangencial del Talud	34°
Masa Volumétrica Mullida	1.4 ton/m ³
Tamaño de Pedazos	100 mm

Anexo III.6.

Tabla: 3.2: Parámetros de diseño del transportador CO2CO3 de la ECRRL

Parámetros	Valor
Total de tramos vacíos	20
Total de tramos llenos	20
Artesa de tres rodillos de longitudes iguales	0.037 m
Angulo entre rodillos laterales y el rodillo central	30°
Distancia entre rodillos en las ramas cargadas	1 m
Peso de Rodillos en tramos vacíos	136.697 N
Peso de Rodillos en tramos llenos	155.999 N
Ancho de la Banda (Goma y Cable)	1 m
Peso de 1 metro cuadrado de banda	206 N
Puntos de Limpieza	1 (en el tramo 1)
Puntos de Carga	1 (en el tramo 21)
Puntos de Descarga	0 (descarga libre en el tramo 40)
Número de Accionamientos (tramo 1 y tramo 21)	2 (iguales)
Coefficiente de fricción entre la banda y el tambor motriz	0.3
Ángulo general de abrazado de la banda sobre el tambor	210° en cada uno.
Potencia Total (dos motores de 190 kW cada uno)	380 kW
Velocidad Real	0.9 m/s

Anexo III.7



Figura 3.5. Área de sobredimensionamiento del diseño del transportador CO₂CO₃ de la ECRRL

Anexo III.8

Tabla 3.3. Comportamiento de la potencia consumida por el accionamiento y la potencia calculada por la función objetivo para valores de productividad de 500, 400 y 300 t/h de mineral laterítico mullido del transportador CO₂CO₃ de la ECRRL.

No	ω	Q	I1	V1	Cos(Fi)	P2Exp	2P2Exp	2P2Calc	ERROR
	rad/s					t/h	A	Volt	kW
1	121,80	500,00	181,40	450,70	0,87	123,20	246,40	229,90	7,18
2	121,80	500,00	183,00	451,30	0,88	125,88	251,76	229,90	9,51
3	121,80	500,00	180,60	451,10	0,87	122,76	245,53	229,90	6,80
4	121,80	400,00	177,50	450,20	0,88	121,80	243,60	225,70	7,93
5	121,80	400,00	172,90	451,20	0,87	117,56	235,11	225,70	4,17
6	121,80	400,00	178,70	450,70	0,87	121,36	242,73	225,70	7,55
7	121,80	300,00	174,90	450,50	0,86	117,37	234,73	221,50	5,97
8	121,80	300,00	170,50	451,00	0,87	115,87	231,75	221,50	4,63
9	121,80	300,00	175,70	450,30	0,87	119,22	238,44	221,50	7,65
10	122,28	500,00	183,00	451,60	0,86	123,10	246,20	230,60	6,77
11	122,28	500,00	180,80	450,90	0,86	121,43	242,87	230,60	5,32
12	122,28	500,00	186,40	451,10	0,87	126,71	253,41	230,60	9,89
13	122,28	400,00	182,40	450,80	0,88	124,11	248,22	226,50	9,59
14	122,28	400,00	183,10	451,30	0,87	124,52	249,04	226,50	9,95
15	122,28	400,00	178,90	451,10	0,88	123,01	246,01	226,50	8,61
16	122,28	300,00	172,80	450,20	0,87	117,23	234,45	222,30	5,47
17	122,28	300,00	170,30	451,20	0,87	115,79	231,58	222,30	4,17
18	122,28	300,00	174,50	451,00	0,87	118,59	237,18	222,30	6,69
19	122,70	500,00	184,08	450,50	0,88	126,40	252,80	231,40	9,25
20	122,70	500,00	185,70	451,00	0,87	126,20	252,41	231,40	9,08
21	122,70	500,00	185,01	450,30	0,88	126,98	253,96	231,40	9,75
22	122,70	400,00	181,40	451,60	0,87	123,44	246,89	227,20	8,67
23	122,70	400,00	183,20	449,80	0,87	124,17	248,34	227,20	9,31
24	122,70	400,00	178,40	450,40	0,88	122,47	244,94	227,20	7,81
25	122,70	300,00	174,90	450,70	0,86	117,42	234,84	223,04	5,29
26	122,70	300,00	173,40	451,30	0,87	117,92	235,84	223,04	5,74
27	122,70	300,00	176,30	451,10	0,86	118,46	236,93	223,04	6,23
28	123,20	500,00	186,30	450,20	0,87	126,39	252,77	232,20	8,86
29	123,20	500,00	190,03	451,00	0,87	129,15	258,29	232,20	11,24
30	123,20	500,00	174,70	451,10	0,88	120,12	240,24	232,20	3,46
31	123,20	400,00	171,50	450,50	0,87	116,42	232,85	227,90	2,17
32	123,20	400,00	170,90	451,60	0,88	117,64	235,27	227,90	3,23

33	123,20	400,00	173,40	451,00	0,87	117,84	235,69	227,90	3,42
34	123,20	300,00	169,80	451,20	0,87	115,45	230,90	223,70	3,22
35	123,20	300,00	167,60	451,50	0,87	114,03	228,06	223,70	1,95
36	123,20	300,00	168,50	451,00	0,87	114,51	229,03	223,70	2,38
37	123,80	500,00	190,80	451,30	0,87	129,75	259,51	232,90	11,43
38	123,80	500,00	186,60	451,30	0,88	128,36	256,71	232,90	10,23
39	123,80	500,00	180,70	451,10	0,87	122,83	245,66	232,90	5,48
40	123,80	400,00	173,90	450,20	0,88	119,33	238,66	228,70	4,35
41	123,80	400,00	173,50	451,20	0,87	117,96	235,93	228,70	3,16
42	123,80	400,00	174,30	451,00	0,87	118,46	236,91	228,70	3,59
43	123,80	300,00	168,80	450,50	0,88	115,91	231,81	224,50	3,26
44	123,80	300,00	166,40	451,00	0,87	113,09	226,17	224,50	0,74
45	123,80	300,00	167,90	450,30	0,88	115,24	230,48	224,50	2,66
46	124,03	500,00	175,00	451,60	0,87	119,09	238,18	233,70	1,92
47	124,03	500,00	176,10	451,00	0,87	119,68	239,36	233,70	2,42
48	124,03	500,00	190,10	451,50	0,88	130,82	261,65	233,70	11,96
49	124,03	400,00	174,20	451,60	0,87	118,54	237,09	229,50	3,31
50	124,03	400,00	172,90	451,00	0,87	117,50	235,01	229,50	2,40
51	124,03	400,00	171,60	451,00	0,88	117,96	235,92	229,50	2,80
52	124,03	300,00	163,40	450,20	0,89	113,40	226,80	225,30	0,66
53	124,03	300,00	174,30	451,20	0,88	119,87	239,74	225,30	6,41
54	124,03	300,00	169,30	451,10	0,88	116,41	232,81	225,30	3,33

Anexo III.9. Características técnicas de algunos instrumentos y equipos utilizados.

1. Contador de energía activa trifásico.

Tipo: CA 3Y-670T

Principio de funcionamiento: Inducción

Constante del contador: 1 kW es el equivalente a 1750 vueltas del disco

Frecuencia de trabajo: 60 Hz, Tensión por fase (3 fases): 100 V, Corriente: 5 A

Fabricado: en la URSS

2. Analizador de redes: Serie: PQM-A y Serie PPQM-1000

Display de LCD, Teclado de membrana, tiene cuatro teclas para control y programación.

Posibilidad de comunicación: RS - 232 y RS - 435

Alimentación: monofásicas, 110 a 230 V CA, Tensión de tolerancia: - 15 % a 10 %,

Frecuencia de trabajo: 50 a 60 HZ, Corriente de directa: 24 a 110 V

Consumo: 3 a 6 VA, Clase de precisión: Tensión: 0,5 % de la lectura

Corriente: 0,5 % de la lectura

Permite la visualización de 30 parámetros eléctricos: tensión, corriente, potencia activa, potencia reactiva, potencia aparente, frecuencia, factor de potencia, etc.

Fabricado: en Canadá



Figura 3.6. Analizador de Redes NORTHWOOD DATA LOGGERS LTD

Anexo III.10.

Tabla: 3.4: Puntos principales del diseño del transportador CO2CO3

Este	Norte	Cota	Continuación		
0	4600	6.5	0	2878	98.5
0	4537	5.9	0	2794	97.8
0	4455	5.9	0	2698	101.4
0	4406	6.9	0	2632	105.6
0	4376	8.6	0	2566	107.7
0	4342	9.5	0	2410	110
0	4323	9.3	0	2338	111.3
0	4241	5.5	0	2254	111.9
0	4175	5.3	0	2146	109
0	4151	6	0	1850	92.2
0	4128	6.3	0	1820	91.1
0	4098	7.7	0	1778	90.2
0	4038	11.8	0	1742	89
0	3955	20.4	0	1598	88
0	3913	26.2	0	1496	89.9
0	3848	33.6	0	1334	97.5
0	3758	39.7	0	1268	102
0	3688	41.6	0	1215	106.4
0	3524	48.8	0	1137	110.9
0	3393	64.6	0	1064	113.6
0	3333	72.8	0	957	116
0	3271	74.5	0	824	119
0	3230	74.7	0	633	124.5
0	3188	76.5	0	562	123.4
0	3020	91.3	0	490	122
0	2974	96.9	0	41	110
	2926	98.8	0	0	110

Anexo III.11

Tabla 3.5: Resultados del cálculo de la resistencia W (en N) por los métodos clásicos y por el método mejorado en el transportador CO2CO de la ECRRL

Tramo	W (Método Clásico)	W (Método propuesto)	Error Relativo Porcentual
1	1522.124814	1519.3122	0.19
2	934.1600288	933.250308	0.10
3	5188.452891	5172.29709	0.31
4	6335.800445	6314.33225	0.34
5	6914.711948	6890.05554	0.36
6	2933.807515	2922.3046	0.39
7	1028.951896	1026.196	0.27
8	4292.091324	4277.87664	0.33
9	2531.871853	2523.35848	0.34
10	1934.492446	1929.66438	0.25
11	2279.520888	2272.57009	0.31
12	1633.081483	1629.20905	0.24
13	1751.971302	1749.4454	0.14
14	-1135.681064	-1125.11844	-0.94
15	6199.89485	6182.91583	0.27
16	5195.805838	5180.23186	0.30
17	1606.991973	1602.83929	0.26
18	3097.831978	3090.69095	0.23
19	849.7937796	853.91479	0.48
20	304.22574	303.703513	0.17
21	3083.04174	3061.39504	0.71
22	65288.93563	64820.5001	0.72
23	17226.14445	17111.7484	0.67
24	2113.564834	2102.08527	0.55
25	-13382.39652	-13272.3891	-0.83
26	1490.782027	1496.47069	0.38
27	82847.58691	82261.0279	0.71
28	22474.92599	22316.0499	0.71
29	5683.254479	5646.11489	0.66
30	-6623.819943	-6569.77648	-0.82
31	5912.673203	5875.29284	0.64
32	-8166.12224	-8093.28822	-0.90
33	-26172.76871	-25974.1598	-0.76
34	984.7726019	980.44	0.44
35	-16694.23734	-16547.8285	-0.88
36	-38046.12824	-37734.5581	-0.83
37	-35425.65684	-35147.5897	-0.79
38	-17560.78898	-17419.2074	-0.81
39	16074.69945	15959.3676	0.72
40	13535.98316	13441.92	0.70
Total	1522.124814	1519.3122	0.19

Anexo III.12

Tabla 3.6: Soluciones factibles para el diseño de la artesa del transportador CO2CO3 ECRRL

Velocidad de la banda (m/seg)	Número de Rodillos	Longitud de L1 (mm)	Ángulo A1 (grados)	Longitud de Lr (mm)	Ancho calculado de la Banda (m)	Resistencia total al movimiento W_T (N)
2.911	2	249	14	-	0.6380	80903.30
2.782	2	249	19	-	0.6380	81596.73
2.714	2	249	24	-	0.6380	81991.67
2.74	2	249	34	-	0.6380	81840.51
2.836	2	249	39	-	0.6380	81299.84
2.969	3	174.	24	124	0.6120	79957.45
2.901	3	174.	29	124	0.6120	80302.01
2.874	3	174.	34	124	0.6120	80444.96
2.885	3	174.	39	124	0.6120	80387.20
2.933	3	174.	44	124	0.6120	80135.39
2.943	3	174.	14	149	0.6370	80713.02
2.79	3	174.	19	149	0.6370	81527.39
2.922	3	149.	29	174	0.6120	80195.09
2.878	3	149.	34	174	0.6120	80419.83
2.868	3	149.	39	174	0.6120	80473.70
2.89	3	149.	44	174	0.6120	80360.47
2.943	3	149.	49	174	0.6120	80088.16
2.985	3	149.	14	199	0.6370	80508.21
2.831	3	149.	19	199	0.6370	81299.56
2.721	3	149.	24	199	0.6370	81926.27
2.719	3	149.	14	224	0.6620	102094.79
2.98	3	124	29	224	0.6120	79904.80
2.925	3	124.	34	224	0.6120	80176.53
2.9	3	124.	39	224	0.6120	80307.17
2.902	3	124.	44	224	0.6120	80298.37
2.93	3	124.	49	224	0.6120	80154.90
2.896	3	124.	19	249	0.6370	80954.68
2.785	3	124.	24	249	0.6370	81556.69
2.776	3	124	14	274	0.6620	215459.10

Anexo III.13

Tabla 3.7: Valores de Smax al ubicar tres tambores motrices en los puntos iniciales de cada tramo en el transportador CO2CO3 de la ECRRL.

Tramo M1	Punto M1	Tramo M2	Punto M2	Tramo M3	Punto M3	Smax
1	1	16	1	23	1	51929.2641
2	1	16	1	23	1	51929.2641
3	1	16	1	23	1	51929.2641
4	1	17	1	23	1	47010.2418
5	1	18	1	23	1	44302.2818
6	1	21	1	39	1	41723.7391
7	1	22	1	26	1	43975.0719
8	1	22	1	26	1	43975.0719
9	1	21	1	26	1	45295.6952
10	1	22	1	24	1	47939.1845
11	1	22	1	24	1	47939.1845
12	1	22	1	38	1	49409.7125
13	1	22	1	38	1	49409.7125
14	1	21	1	38	1	50941.7383
15	1	21	1	38	1	50124.4539
16	1	23	1	36	1	51929.2641
17	1	23	1	37	1	47091.6551
18	1	23	1	36	1	48745.3657
19	1	26	1	28	1	46972.2377
20	1	26	1	36	1	45629.0903
21	1	26	1	36	1	44204.2171
22	1	26	1	36	1	43975.0719
23	1	25	1	29	1	55124.1209
24	1	25	1	32	1	61157.8065
25	1	28	1	32	1	62827.4903
26	1	28	1	32	1	57193.6939
27	1	28	1	32	1	60000.2909
28	1	29	1	32	1	104863.091
29	1	30	1	32	1	117692.212
30	1	31	1	32	1	121318.571
31	1	32	1	33	1	121095.253
32	1	33	1	35	1	137809.119
33	1	34	1	35	1	134170.504
34	1	35	1	36	1	127260.205
35	1	36	1	37	1	148767.108
36	1	37	1	38	1	156274.27
37	1	38	1	40	1	138121.521
38	1	39	1	40	1	120828.19

Anexo III.14

Tabla 3.8: Valores de Smax al ubicar tres tambores motores en los puntos finales de cada tramo del transportador CO2CO3 de la ECRRL

Tramo M1	Punto M1	Tramo M2	Punto M2	Tramo M3	Punto M3	Smax
1	4	15	5	22	2	52054.2568
2	5	15	5	22	2	52054.2568
3	7	16	5	22	2	47174.5879
4	5	17	2	22	2	44104.9438
5	3	20	2	38	7	40482.6017
6	3	21	3	26	5	42772.3841
7	3	21	3	26	5	42772.3841
8	2	21	3	26	5	44947.1054
9	4	21	3	23	4	47716.2975
10	3	21	3	23	4	47716.2975
11	3	21	3	24	2	48397.8337
12	2	21	3	37	5	49845.5858
13	4	21	3	37	5	50725.4817
14	2	21	3	37	5	49845.5858
15	5	22	2	35	3	52054.2568
16	5	22	2	36	3	47277.3765
17	2	22	2	36	3	48872.0784
18	4	26	5	27	2	47331.2608
19	2	26	5	35	3	46020.6156
20	2	26	5	35	3	45622.0489
21	3	26	5	35	3	42772.3841
22	2	27	2	28	4	55735.9367
23	4	24	2	31	3	62660.2777
24	2	26	5	31	3	63001.5707
25	5	27	2	31	3	58682.8846
26	5	27	2	31	3	57716.3642
27	2	28	4	31	3	105037.172
28	4	29	2	31	3	118767.289
29	2	30	3	31	3	121492.651
30	3	31	3	32	4	121126.249
31	3	32	4	34	3	136986.805
32	4	33	2	34	3	135453.976
33	2	34	3	35	3	128196.631
34	3	35	3	36	3	148452.522
35	3	36	3	40	4	150414.535
36	3	37	5	40	4	128570.568
37	5	38	7	40	4	115351.092
38	7	39	5	40	4	103138.443

Anexo III.15

Tabla 3.19. Resultados técnico económico al aplicar la metodología establecida en 7 transportadores instalados en la ECECG y ECRRL del Grupo Empresarial CUBANÍQUEL

Transportador	Método de Cálculo	Potencia kW	Ancho B m	Productividad t/h	Tamaño de la Inversión, en Pesos	Gasto anual energía kWh/año
Tr-1A-1B	Actual	30,00	1,4	900	40 485,70	190 080,30
	Nuevo	17,67	1,0	900	34 740,50	111 957,50
Tr-2	Actual	320,00	1,6	1800	137 181,50	2 027 520,10
	Nuevo	207,30	1,2	1800	119 760,10	1 313 452,80
Tr-3	Actual	30,00	1,6	1800	26 525,55	190 080,30
	Nuevo	9,54	1,2	1800	24 455,43	60 445,44
Tr-4A-4B	Actual	320,00	1,6	1800	203 956,00	2 027 520,10
	Nuevo	177,49	1,2	1800	178 729,50	1 124 576,74
CO2CO3	Actual	380,00	1,0	800	3 897 722,54	2 407 680,00
	Nuevo	223,01	0,7	800	3 343 960,65	2 116 224,60
CO4	Actual	760,00	1,0	800	4 153 618,99	4 815 360,60
	Nuevo	577,04	0,7	800	3 513 356,68	3 630 528,40
CO5	Actual	135,00	1,0	800	473 290,50	836 352,00
	Nuevo	87,73	0,7	800	392 283,90	555 857,28
Total	Actual				8 932 780,78	12 494 593,40
	Nuevo				7 607 286,76	8 913 042,76
	Actual - Nuevo				1 325 494,02	3 581 550,64

Anexo III.16

Referencias utilizadas para obtener los datos técnicos y económicos para realizar análisis económico dinámico de la optimización a través del VAN, TIR y Período de Recuperación:

- 1) De: FAM de Alemania. www.fam.de . DIN EN ISO 9001: 2000. Oferta Número 19402693. Fecha 18.04.2007. Pedido de cotización de componentes para el transportador Pinares de la ECRRL. Solicitado Empresa Importadora del Níquel (EINI). Moa. Holguín.Cuba.
- 2) De; ROVIMPEX. E-mail: rovimpex@enet.cu . Oferta Número 710/07 NOV. Pedido de cotización de componentes para el transportador y kit de empalme de banda de la ECRRL. Solicitado Empresa Importadora del Níquel (EINI). Moa. Holguín.Cuba.
- 3) C/da Ogliastro C.P. 231 Augusta (SR) ITALY P.Iva 01211150899. En Italia: +39 0931 992854 / 993144/ 512888 Fax +39 0931 511512 En Cuba 05-2640799. **E_mail: ecogeo@reconsnc.it / domenico.rapparini@reconsnc.it** . OFERTA IM167/08. Fecha 03 de Sept 2008. Asunto: Elementos eléctricos para transportadores. Solicitado Empresa Importadora del Níquel (EINI). Moa. Holguín.Cuba.
- 4) CRIBAS Y TAMICES. **INTERVENISPA S.L.** E-mail: export@intervenispa.com . www.intervenispa.com . Cotización de distintos tipos de bandas transportadoras. Fecha: 05/03/2009. **A: EINI.**
- 5) RULMECA España, S.L.U. Web: www.rulmeca.com . OFERTA nº 765009. Ref. 02-18628. Diferentes tipos de rodillos, Travesaño portarodillos y artesas. Para EINI (Empresa Importadora y Abastecedora del Níquel).
- 6) De : VIROEX, S.L. E. Mail: viroex@sarenet.es . Elementos eléctricos para el transportador de Pinares. S. Ref 02-17468. A: EINI (Empresa Importadora y Abastecedora del Níquel). Sr Roberto Loyola. Fecha 11 de Diciembre de 2007.
- 7) HINOJOSA RIVERA ROBERTO. *Evaluación de la eficiencia energética de la instalación de aire comprimido de los compresores modelo K-500 de la Empresa Comandante “Ernesto Che Guevara”*. Tesis de Maestría. Tutores: Dr. Alberto Turro Breff. Dr. Luis García Faure ISMMM. 2008. Costo de energía eléctrica, combustibles y lubricantes.