

Ministerio de Educación Superior
Instituto Superior Minero Metalurgico
Moa Holguín

T R A B A J O D E D I P L O M A

Especialidad: Electromecánica

Título: Sustitución del Sistema de
Transportación de Oxido de
Níquel del Horno de Calci-
nación No. 1

Diplomante: José E. Verdecia Batista

Tutores: Ing. Walter Quesada Fajardo
Ing. Victor Peña Matos

1986

"Año del XXX Aniv. del Desembarco del Granma"

A G R A D E C I M I E N T O .

Agradezco a todos los compañeros que de una forma u otra han contribuido a mi formación profesional; así como a todos aquellos que colaboraron en la realización de este trabajo. Muy especialmente a nuestra Revolución sin la cual mi sueño no se hubiera hecho realidad.

R E S U M E N.

Este trabajo se hizo con el objetivo de sustituir el actual sistema de transporte de óxido de níquel, que es realizado por medio de transportadores vibrátiles de poca eficiencia que originan pérdida de producto final.

En él se hace referencia a los diferentes transportadores de banda en el cual se escogió por sugerencias de los técnicos que laboran en dicha planta.

En este trabajo se recoge las características, importancia, ventajas y desventajas, así como las diferentes partes que componen un transportador de banda como equipo único.

Esta sustitución contribuirá a elevar notablemente la eficiencia de la descarga del horno de calcinación No. 1 ahorrándose 3,8t de óxido de níquel valorados en 13197,4 pesos.

INTRODUCCION.

Para todos nosotros es conocido por las diferentes intervenciones de nuestro Cmdte. en Jefe Fidel Castro Ruz, la necesidad acusante de ahorrar, de optimizar cada día los recursos de nuestro país, así como buscar formas que incrementen la explotación de productos que generen divisas como premisa fundamental para el fortalecimiento de nuestra economía y así fomentar cada vez más, nuestro desarrollo económico.

Nuestro Cmdte. en Jefe Fidel Castro expresó en el acto de clausura del Ier. Forum Nacional de Energía entre otros aspectos importantes lo siguiente:

... "No significa renunciar a nada de los avances que hemos logrado hasta ahora; significa sencillamente optimizar nuestro esfuerzo, optimizar el uso de los recursos, nuestra organización, nuestros planes, nuestro programa; sencillamente optimizar mirando hacia el futuro, ese futuro que nos hemos ganado el derecho a conquistar, con el heroísmo, la voluntad y la firmeza de nuestro pueblo y que en la medida en que hayamos ganado ese derecho, lo debemos conquistar"...

Con esta palabras nuestro máximo líder nos orienta el camino en que nosotros debemos incrementar nuestro trabajo, nuestro esfuerzo en aras de ser más ahorrativo, más eficientes en todo lo que nos vincula a nuestra economía en general.

El objetivo de este trabajo es la sustitución de tres transportadores vibrátiles C₁, C₁A, C₁B por transportadores de banda debido a que aquellos son poco eficiente por la constantes roturas de

las excéntricas, gomas, de los muelles producto de las vibraciones y la brusquedad del arranque cuando están cargados de óxido de níquel y la tupición como consecuencia de la granulometría cuando esta no esta acorde con los parámetros establecidos. Además por lo incómodo de la reparación y mantenimiento de los transportadores actuales porque estos estan ubicados en un canal bastante angosto y la temperatura ambiental que es elevada lo que origina que los trabajos que se acometan sean difíciles de realizar.

Independientemente del beneficio económico que originaría la instalación de estos equipos se facilitará el mantenimiento y reparación por una nueva disposición de los mismos, garantizandose que ellos trabajen en óptimas condiciones técnicas.

INDICE.Capítulo I.I. Característica de la Empresa.

- 1.1. Situación geográfica de la Empresa.
- 1.2. Desarrollo Minero.
- 1.3. Minería
- 1.4. Planta de Secado y Molienda.
- 1.5. Planta Hornos de Reducción.
- 1.6. Planta de Lixiviación y Lavado.
- 1.7. Planta de Recuperación de NH_3 .
- 1.8. Planta de Sinterizar.
- 1.9. Planta, Departamentos y Talleres Auxiliares.

Capítulo II.II. Memoria descriptiva.

- 2.1. Máquinas transportadoras.
- 2.2. Transportadores de banda.
 - 2.2.1. Bandas transportadoras.
 - 2.2.2. Tambores
 - 2.2.3. Rodillo de apoyo.
 - 2.2.4. Conjunto de transmisión.
 - 2.2.5. Conjunto de atesado.
 - 2.2.6. Carga de los transportadores.
 - 2.2.7. Descarga de los transportadores.
- 2.3. Cálculo del transportador C_1 .
 - 2.3.1. Cálculo de la velocidad.
 - 2.3.2. Tiempo aproximado para una vuelta de la banda.
 - 2.3.3. Cálculo del peso de la carga.
 - 2.3.4. Selección del diámetro de los rodillos.

- 2.3.5. Selección de la distancia entre rodillos.
- 2.3.6. Cálculo de las partes giratorias de los rodillos.
- 2.3.7. Cálculo de la fuerza de tracción o tangencial.
- 2.3.8. Cálculo de las tensiones en la banda.
- 2.3.9. Fuerza de tracción del transportador.
- 2.3.10. Cálculo del diámetro de los tambores.
- 2.3.11. Verificación del diámetro del tambor de transmisión.
- 2.3.12. Selección del motor.
- 2.3.13. Verificación del motor por el momento de arranque.
- 2.3.14. Cálculo del dispositivo de tensión.
- 2.3.15. Desplazamiento del dispositivo de tensión.
- 2.3.16. Verificación de la reserva de resistencia de la banda.
- 2.3.17. Cálculo a la resistencia.
 - 2.3.17.1. Cálculo de los rodillos de apoyo.
 - 2.3.17.2. Cálculo del tambor.
 - 2.3.17.3. Cálculo del dispositivo de tensión.
- 2.3.18. Cálculo de la cadena.
- 2.3.19. Cálculo del acoplamiento del motor al reductor.
- 2.4. Cálculo del transportador C₁A.
 - 2.4.1. Cálculo de la velocidad.
 - 2.4.2. Tiempo aproximado para una vuelta de la banda.
 - 2.4.3. Cálculo del peso de la carga.
 - 2.4.4. Selección del diámetro de los rodillos.
 - 2.4.5. Selección de la distancia entre rodillos.
 - 2.4.6. Cálculo de las partes giratorias de los rodillos.
 - 2.4.7. Cálculo de la fuerza de tracción o tangencial.

- 2.4.8. Cálculo de las tensiones en la banda.
- 2.4.9. Fuerza de tracción del transportador.
- 2.4.10. Cálculo del diámetro de los tambores.
- 2.4.11. Verificación del diámetro del tambor de transmisión.
- 2.4.12. Selección del motor.
- 2.4.13. Verificación del motor por el momento de arranque.
- 2.4.14. Cálculo del dispositivo de tensión.
- 2.4.15. Desplazamiento del dispositivo de tensión.
- 2.4.16. Verificación de la reserva de resistencia de la banda.
- 2.4.17. Cálculo a la resistencia.
- 2.4.17.1. Cálculo de los rodillos de apoyo.
- 2.4.17.2. Cálculo del tambor.
- 2.4.17.3. Cálculo del dispositivo de tensión.
- 2.4.18. Cálculo de la cadena.
- 2.4.19. Cálculo del acoplamiento del motor al reductor.

Capítulo III.

III. Peso de los materiales y equipos fundamentales para construcción de los dos transportadores.

Capítulo IV.

IV. Cálculo económico.

- 4.1. Valor de los materiales y equipos de la instalación.
- 4.2. Presupuesto de construcción y montaje.
- 4.3. Costo total de la instalación.
- 4.4. Amortización.

Capítulo V.V. Medidas de Seguridad Industrial.

Conclusiones.

Recomendaciones.

Bibliografía.

I. Características de la Empresa.

I. CARACTERISTICA DE LA EMPRESA.

1.1. Situación geográfica de la Empresa.

La Empresa niquelífera Cmdte. René Ramos Latour, está ubicada en Nicaro, Municipio Mayarí, Provincia Holguín. La planta se encuentra en la península de Lengua de Pájaro que la bañan por el Este, la Bahía de Levisa y por el Oeste, la Bahía de Arroyo Blanco y al Norte se encuentra el Cayo Saetía.

Los yacimientos lateríticos que sirven de materia prima a la planta se encuentran extendidos desde Pinares de Mayarí hasta la zona de Cabonico en la Sierra Cristal.

Breve descripción del proceso tecnológico de la Empresa.

1.2. Desarrollo minero.

El desarrollo de los yacimientos de Niquel consiste en los estudios geológicos necesarios para determinar la ley, potencia y reservas contenidas en cada bloque, los cuales estas determinadas por cuadrículas, las que se delimitan en el campo mediante los trabajos de las comisiones de topografía.

1.3. Minería.

La minería es la encargada de la explotación de la mina para lo cual primeramente es necesario desbrozar, luego descombrar y por último minar, lo cual se realiza mediante excavadoras con las que se cargan los camiones

de gran tonelaje, que a su vez llevan el mineral a los puntos de carga del transportador de mineral; que tiene una longitud de 4.5Km y lo transporta hasta el punto de carga del Ferrocarril donde es cargado en góndolas y trasladado hasta el depósito exterior de la planta.

1.4. Planta de Secado y Molienda.

Las funciones de esta planta son las de recibir, almacenar y mezclar el mineral húmedo procedente de la Mina, triturar y secar el mineral, moler el mineral seco y enviarlo a los silos para su tratamiento posterior en Hornos de Reducción y además recuperar el polvo que se escapa con los gases y devolverlo al proceso.

El mineral se deposita en el depósito exterior que tiene una capacidad de 158785 t y este mineral es homogeneizado con ayuda de cuatro grúas Gantry con el objetivo de que el proceso sea más estable. El mineral es alimentado por transportadores de banda a las trituradoras de rodillos dentados que trituran el mineral hasta un tamaño de 10 cm.

El mineral homogeneizado tiene 1.36 -1.40% de Níquel y una humedad de 26-36% y es enviado a los Secaderos que son en total 7 y son hornos rotatorios de 3,6m de diámetro y 37,5m de largo y su función fundamental es secar el mineral hasta un 4-6%.

El movimiento del mineral en los Secaderos lo facilita

la rotación de esta y su leve inclinación, permaneciendo 45min. al mineral en su interior. El mineral seco es clasificado por unas zarandas vibratorias donde la porción gruesa pasa a ser triturada en los molinos de martillo y posteriormente a los de bolas. La fracción fina pasa a los clasificadores de aire y posteriormente a los molinos de bolas para su molienda final.

Cada molino de bola tiene un separador de aire estableciéndose entre ambos un circuito que no permite la salida de los gases hasta tanto no tenga la fineza requerida. Los gases de salida son pasado por un precipitador electrostático que posee una eficiencia de 98-99% y el mineral recuperado lo devuelve al proceso.

El mineral molido y seco es transportado por medio de bombas neumáticas hasta los silos de mineral.

1.5. Planta Hornos de Reducción.

Los objetivos fundamentales de esta Planta son los siguientes:

- Producir gas pobre.
- Reducir el mineral molido para tratamiento de lixiviación.
- Enfriar y enviar el mineral reducido al circuito de lixiviación.
- Recuperar el mineral que sale con los gases de escape.

Esta planta esta compuesta por los silos de mineral que

son recipientes cilíndricos de concreto que en total son 14 y tienen como objetivo almacenar el mineral molido y seco procedente de la planta de Secadero y Molino y además de homogeneizar este mineral mediante cambios en las tuberías, es decir mezclándose limonita-serpentina y limonita-serpentina + recirculación. Cuenta con 22 hornos tipo HERRESHOFF (hornos múltiples de hogares). El mineral se introduce por un lado y el gas pobre por otro produciéndose un proceso a contracorriente de aproximadamente 90 minutos para así obtener el grado de reducción selectivo deseado; y el 80% de níquel en los minerales complejos de níquel es reducido a níquel metálico y una pequeña porción de los óxidos de hierro (3-4%) es reducido a hierro metálico. En la reducción del níquel del mineral procesado intervienen varios factores como son:

- Fineza del mineral.
- Rapidez con que se eleva la temperatura.
- La máxima temperatura a que llega el mineral.
- La concentración de CO y H₂ (agentes reductores).
- La concentración absoluta de reductores.
- La relación entre CO y CO₂, así como H₂ y H₂O.
- El tiempo de retención del mineral en el horno.
- La relación de contacto entre el mineral y los gases que se logran cuando el mineral pasa de un hogar a otro.

-El factor mas importante y que afecta notablemente la reducción del mineral es el contenido de hierro.

El mineral reducido en los hornos es transportado hasta los enfriadores de mineral (Cooler) que son cilindros tipo Hardinge rotativos y tienen en su interior unos raspadores para evitar que se adhiera a las paredes el mineral; estos rotan en una piscina o tanques de agua para enfriar el mineral hasta una temperatura que oscila entre 499°K y 477°K y es descargado en dos canales (uno de repuesto) con licor amoniacal hasta los tanques de contacto.

Además cuenta con una planta productora de gas pobre que su objetivo es producir el gas reductor o pobre a partir del carbón antracita para reducir el mineral esto es realizado en 14 productores de gas del tipo Willman-Balusha.

La recuperación de polvo se realiza por medio de ventiladores que hacen pasar los gases a través de recolectores tipo ciclón que recuperan 75% de polvo y lo devuelven al horno; el aire que sale del ciclón es enviado al precipitador electrostático donde se recupera del 96 - 97% del polvo.

1.6. Planta de Lixiviación y Lavado.

Las funciones fundamentales de esta planta son las de lixiviar el níquel y el cobalto del mineral reducido en los hornos de reducción, lavar las pulpas lixiviadas para recuperar el níquel disuelto, enviar el licor produc-

to rico en níquel y el sólido o cola a la planta de recuperación de NH_3 , donde se recupera el amoníaco para utilizarlo de nuevo en el proceso. El proceso de lixiviación consiste en separar u obtener, mediante el uso de un disolvente los componentes o elementos de una mezcla, que sean solubles en dicho disolvente.

El sistema de lixiviación empleado es del tipo contracorriente y continuo, es decir, el mineral (pulpa que contiene los componentes solubles, níquel y cobalto) baja desde la primera etapa de lixiviación hasta la última de lavado.

El licor (disolvente constituido por una solución acuosa de hidróxido de amoníaco y carbonato de amonia) sube desde la última de lavado hasta la primera de lixiviación.

Es un sistema continuo porque la cantidad total de mineral que entra, sale por la cola, el licor necesario sube del tanque hasta ser enviado a recuperación de amoníaco.

Para un mejor control del proceso, la planta está dividida en cuatro secciones que son:

- Tanque de contacto.
- Lixiviación de Lavado.
- Enfriadores de licor.
- Torres de absorción y aire.

1.7. Planta de Recuperación de Amoníaco.

Las funciones fundamentales de esta planta como su nombre lo indica, son los de recuperar el amoníaco y el CO_2 del licor producto y de las colas llegadas desde la planta de lixiviación y lavado, además de destilar el licor producto para precipitar el carbonato de níquel. También son funciones de esta planta descargar y almacenar el amoníaco anhidrico, preparar la solución compensadora que junto con los gases producto de la combustión del petróleo en la planta eléctrica, sirven para reponer las pérdidas de amoníaco y dióxido de carbono que se producen en el sistema y disponer de las colas después de recuperado el amoníaco.

Esta planta se encuentra dividida en las siguientes secciones.

- Filtros Sweltland de licor.
- Alambiques de licor.
- Filtros rotarios EIMCO de carbonato.
- Filtros prensa.
- Alambiques de cola.
- Sistema de absorción.
- Terminal de amoníaco.
- Horno de Calcinación.

El horno de calcinación por su importancia en este trabajo daremos una breve explicación de su proceso.

Horno de Calcinación.

El carbonato de níquel obtenido en los filtros prensa y vacío EIMCO es transportado hasta un sinfín que lo introduce al horno de calcinación donde pierde humedad y se transforma en óxido de níquel y CO_2 . Estos son dos hornos uno en producción y otro de repuesto y son estructuras cilíndricas de acero revestidos de ladrillos refractarios y tienen una velocidad de rotación de 45 rpm. Estos poseen un sistema de cadenas en el extremo de la alimentación de carbonato que tiene como propósito aprovechar el calor de los gases producto de la combustión y trasmitírselo al carbonato, asimilar las variaciones de carga, dando una alimentación lo más uniforme posible y por último éstas, están dispuestas de tal forma que cuando el carbonato sale por el último ring de cadenas ya tiene la forma de pequeñas bolas de alrededor de 25mm de diámetro los cuales al sacarse y calcinarse salen en forma de pillets de 8mm de diámetro aproximadamente. Además tiene dos quemadores de petróleo de distintas capacidades, uno que es empleado durante el calentamiento del horno y el otro se utiliza para operar el horno cuando este trabaja con carga. Esta sección tiene un sistema de recuperación de polvo, formado por 6 ciclones y un precipitador electrostático en serie que recupera del 98-99% de polvo.

Estos hornos trabajan a contracorriente manteniendo una diferencia de temperatura entre el extremo de la

alimentación (505°k) y la descarga (811°k) de la manera que el carbonato de níquel que se alimenta va aumentando la temperatura y perdiendo la humedad (pasando por las zonas de secado, calcinación y sinterización), hasta que llega a una temperatura tal que se disocia y pasa a formar óxido de níquel y CO₂. El contenido de níquel del producto es alrededor del 77% y la composición típica del óxido, que debe tener un bajo % de azufre obtenido mediante la calcinación es la siguiente:

-Ni - 76,5%

-CO - 0,6%

-Fe - 0,25%

-S - 0,04%

Además posee una cámara a enfriamiento que el óxido es enfriado hasta, una temperatura aproximadamente de 323°k - 333°k.

1.8. Planta de Sinterizar.

Esta planta constituye la última etapa del proceso del níquel en esta fábrica, la cual es la encargada de producir el óxido de níquel granulado o sinterizado, envasarlo y almacenarlo hasta el momento de embarcarlo. Esta planta también envasa como productos finales, óxido de níquel y polvillo.

1.9. Plantas departamentos y talleres auxiliares.

Planta Eléctrica.

Las funciones principales de esta planta son las de pro-

ducir la energía eléctrica necesaria para la fábrica y suministrar el vapor para el proceso de destilación del licor producto y colas; además enriquecer el licor fuerte con el CO_2 producto de la combustión del petróleo. Esta dividida en las secciones de tratamiento de agua, Calderas y Turbogeneradores.

Departamento Técnico.

Este departamento tiene la siguiente estructura:

- Información Técnica.
- Tecnología.
- Computo electrónico.
- Normalización, metrología y Control de la calidad.

Fábrica de Piezas.

Es el encargado de fabricar las piezas de repuesto para los equipos de la planta de níquel y para reparar piezas y equipos. Este Dpto. dividido en Taller de Maquinado, Fundición y Pailería.

Taller Eléctrico.

Este taller es el encargado de la reparación de todos los equipos eléctricos, motores, transformadores, máquinas de soldar etc. Esta Sub-dividido en enrollado de bobinas y reparaciones. Además tiene una sección eléctrica encargada del mantenimiento de las líneas, pizarras y alumbrado.

Taller de Instrumentación.

Es el encargado de reparar e instalar todos los instrumentos de medición de la fábrica y esta subdividido en subsección neumática, electrónica, de manometría y de mecánica gruesa.

Programación y Control.

Esta sección programa y controla todo lo que respecta a los equipos fundamentales de la fábrica.

Planta de Oxígeno.

Esta planta es la encargada de obtener el oxígeno que contiene el aire y envasarlo, el cual se emplea en uso industrial de la fábrica.

Investigación y Organización de la Producción.

Este Dpto. cuenta con ingenieros industriales, técnicos medio en Organización del Trabajo y de la organización de la producción.

Termo-energética.

Controla el suministro de agua a la fábrica y a la población, drenajes, sistema de bombeo ect. en fábrica.

Departamento Económico.

Este Dpto. se encuentra dividido en:

-Dpto. de Contabilidad.

Comprende la contabilidad general, sección de costo operativo, nóminas y contabilidad de materiales.

-Dpto. de Planificación.

Controla el plan de costo y finanzas, trabajo y salarios, estadística, plan de inversiones y medios básicos.

-Dpto. de operaciones mecánicas.

Comprende los equipos de IBM y equipos Seentrom. Es donde se procesa la información.

-Dpto. de Abastecimiento.

Es donde se confecciona los planes de abastecimiento de la fábrica y almacenaje de los mismos.

-Dpto. Inversiones.

Es encargado de planificar y coordinar la ejecución de las obras necesarias para la fábrica.

II. Memoria descriptiva.

II. MEMORIA DESCRIPTIVA.

2.1. Máquinas transportadoras.

Los transportadores se emplean ventajosamente en las minas, canteras y en las empresas para trasladar cargas movilizadas y piezas con un flujo continuo.

Por el principio de funcionamiento los transportadores se clasifican en:

Transportadores, en los cuales el movimiento se transmite al material a transportar por medio mecánico e instalaciones neumotransportadoras, donde el desplazamiento del material se realiza por medio de una corriente de aire.

Los transportadores se dividen atendiendo a su construcción en los grupos siguientes:

- Transportadores de banda, destinado a la transportación de materiales movilizables, en polvo, materiales grandes y medianos, así como cargas por piezas en dirección horizontal y débilmente inclinadas.
- Transportador de plancheta destinados para transportar materiales calientes, abrasivos y en pedazos grandes, así como cargas grandes por piezas.
- Transportador de tornillo, están destinados para transportar materiales húmedos y viscosos en dirección horizontal, débilmente inclinado y en casos necesarios en dirección vertical.

-Transportador de Cangilones, se emplean para transportar materiales en dirección vertical y muy inclinado.

-Transportadores vibrátiles, se utiliza para transportar materiales movédizos.

-Transportador de rodillos, se utiliza para el transporte de cargas por piezas.

Los transportadores de los tres primeros grupos, son máquinas con un órgano de tracción en forma de banda, de cable o de cadena. El órgano de tracción se apoya en los elementos de suspensión (rodillos), situados a lo largo del transportador y sirven de base a los órganos portables (placas, congilones) sobre o dentro de ellos se situa el material a transportar.

Los transportadores de los últimos tres grupos son máquinas sin órgano de tracción que desplazan el material mediante un órgano de trabajo rígido de la máquina durante su rotación o vibración.

En las instalaciones neumotransportadoras, el desplazamiento (por lo general es polvo) se realiza mediante el vacío creado en la tubería o por la impelencia de la corriente de aire.

2.2. Transportadores de banda.

Los transportadores de banda estan formado por los siguientes elementos:

1. Organo de tracción en forma de banda que constituye

- el elemento portable.
2. Conjunto de transmisión que pone en movimiento al tambor de transmisión.
 3. Conjunto de atesado con tambor trasero.
 4. Dispositivo de apriete.
 5. Rodillos de apoyo en la rama de trabajo y en la rama libre.
 6. Dispositivo de carga y descarga.
 7. Tambor de inclinación.
 8. Dispositivo para limpieza de la banda.

Estos transportadores son utilizados en el transporte de cargas diversas; como carbón, minerales en la producción en cadena etc.

2.2.1. Bandas transportadoras.

En los transportadores de banda se emplean diferentes tipos de banda, como son textiles, cuyo tejido se obtiene de fibras de algodón, bandas fabricadas de fibras sintéticas, así como bandas de acero laminados o hechas de alambres y bandas textiles impregnadas de goma.

Entre las ventajas de la bandas transportadoras tenemos: poco peso propio, ausencia de articulaciones que se desgastan facilmente y además permiten trasladar la carga con gran facilidad.

La banda textil del transportador consta de varias capas de tejido de algodón impregnado de goma. Estas capas se unen mediante la vulcanización con caucho sintético o natural. En la superficie de banda se cubre con una capa de goma que protege el tejido de la banda del rozamiento con el material, de los daños mecánicos y de la acción de la humedad. El espesor de la capa de goma se toma dentro de los límites desde 1 hasta 6 mm en dependencia del material a transportar.

Para aumentar la resistencia de las bandas transportadoras se emplea un tejido con hilo de nylon. La banda con capas de nylon posee gran flexibilidad y por consiguiente puede trabajar con tambores de pequeño diámetro, lo que permite disminuir el peso y las dimensiones del transportador. Los esfuerzos admisibles de la banda con capas de nylon alcanzar 2424 kg/cm para una capa. La resistencia de las bandas con capas de nylon son aproximadamente un 30-40% mayor. La banda de fibras poliamídicas es aproximadamente tres veces más resistente que la banda de tejido de algodón de elevada resistencia. La deficiencia fundamental de este tipo de banda es su gran elasticidad, que hace muy complejo la construcción del dispositivo de atesado. Además de las bandas con juntas de fibras naturales se emplean considerablemente las bandas con cables de acero vulcanizado entre las capas de tejido a lo largo del eje longitudinal de la banda. El lí-

mite de estas bandas alcanza $K_r = 1800 - 4800 \text{ kg/cm}$. Cuando el espesor es igual la banda armada con cables de acero es 15-25 veces más resistente que las bandas de goma corriente. La ventaja de estas bandas es su capacidad para adoptar una forma acanalada. Las bandas plásticas con base de cables de acero poseen una calidad especialmente alta.

2.2.2. Tambores.

Entre otra de las partes de los transportadores de banda tenemos los tambores de transmisión, de atesado y de desviación que este último sirve para cambiar la dirección del movimiento de la banda.

A mayor diámetro del tambor, menor será el esfuerzo a la flexión de la banda y tanto mayor su tiempo de servicio. La banda tiene su máxima tensión en el tambor de transmisión y se toma máximo para disminuir los esfuerzos de la flexión. En el tambor de desviación la tensión es menor y el diámetro de este tambor puede ser menor que el diámetro del tambor de transmisión.

Para que la banda transportador no se salga de los tambores hacia los lados, los tambores de transmisión y tensión se hacen en forma de tonel. Los tambores de desviación se hacen cilíndricos. La longitud del tambor de transmisión y tensión se toma igual a $L = B + 2C$, donde $C = 60 + 75 \text{ mm}$. La flecha de convexidad se toma ge-

neralmente igual $L/200$, pero no menor de 4mm. Los tambores para la banda transportadora textil se fabrican fundidos o soldados. Cuando es necesario aumentar el coeficiente de fricción la superficie del tambor de transmisión se recubre con madera. La superficie del tambor para la banda de acero tiene ranuras cilíndricas grandes y el empalme de la banda se efectúa de forma tal que no roce la superficie del tambor, como el lugar más débil de la banda de acero en su borde, para que éste no se desgaste al rozar con el tambor; la banda debe ser más ancha que el tambor y que cuelgue libremente del mismo.

2.2.3. Rodillo de apoyo.

Para que la banda no cuelgue bajo la influencia de su peso y del peso de la carga, entre los tambores se colocan los rodillos de apoyo. Los rodillos de los transportadores con banda textil se fabrican de tubos de acero o se funden de hierro. En los extremos del eje del rodillo se fresan rebajas planas y el eje se inserta en las ranuras, cortadas en el perfil de la banda del transportador o del soporte. La longitud del tambor, con el objetivo de crear una sección en U de la banda, los rodillos de la rama de trabajo se pueden situar formando ángulo uno con otro. Los apoyos de la rama libre se hacen generalmente de un sólo rodillo.

Para garantizar una marcha uniforme de la banda todos los rodillos de apoyo deben situarse normalmente hacia el eje longitudinal del transportador y en algunos casos es necesario emplear los denominados rodillos de apoyo centrado.

2.2.4. Conjunto de transmisión.

El conjunto de transmisión se utiliza para poner en movimiento el órgano de tracción del transportador y la carga. El conjunto consta del motor, reductor con transmisión cilíndrica o sinfin, del tambor y de los acoplamientos o transmisiones por correa o cadena que unen al motor con el reductor y el reductor con el árbol del tambor.

La fuerza de tracción se puede aumentar mediante la creación de un valor alto del coeficiente de fricción o mediante el aumento del ángulo de contacto. Los transportadores que desplazan cargas pesadas a grandes distancias, con el objeto de aumentar la fuerza de tracción, a veces se emplean transmisiones de doble tambor, donde el ángulo de contacto puede ser considerablemente mayor. Estas transmisiones son muy complejas por su estructura y provocan un desgaste elevado de la banda debido a su gran flexión en diferentes direcciones (lo que aumenta la fatiga de la banda y acelera la separación de sus capas) y a consecuencia del deslizamiento elástico diferente de la banda en

los tambores debido a la tensión diferente de la banda y a la diferencia posible en los diámetros de los tambores.

2.2.5. Conjunto de atesado.

El conjunto de atesado se utiliza para crear una tensión de la banda mediante la cual se garantiza la adhesión necesaria de la banda con el tambor de transmisión y se compensa el alargamiento de la banda. La tensión de banda se realiza mediante el desplazamiento del tambor de tensión, atendiendo el tipo de dispositivo que crea la tensión mediante dispositivos de tornillo o de cremallera y de carga, que actúan debido a la carga, que cuelga libremente. El conjunto de tensión se sitúa allí donde la banda tiene una tensión (en este caso la fuerza de tensión también será mínima) o allí donde sea más cómodo dar mantenimiento al conjunto.

2.2.6. Carga de los transportadores.

El transportador se puede cargar en cualquier punto de su longitud. Sin embargo, con frecuencia la carga de los transportadores se efectúa cerca del tambor trasero. La carga en la banda de las cargas por pieza se efectúa o desde el canalón, por el cual ruedan estas cargas, o estas mismas cargas se colocan a mano en la banda. La carga del transportador con car-

gas movédizas se efectúa generalmente mediante un embudo de carga. El orificio de salida del embudo se hace considerablemente más estrecho que el ancho de la banda, para garantizar una distribución central y uniforme de la carga en la banda. Generalmente $B_1 = (0,5 - 0,7)B$. El flujo de carga al caer en la banda se esparce por esta y ocupa un ancho aproximadamente igual a $0,8B$. Para que la carga no se caiga de la banda, el borde del embudo de carga se protege con cintas de goma banda. Para que la carga no quede en el embudo, las paredes del mismo tienen una inclinación de $10 - 15^\circ$ mayor que el ángulo de fricción para el material dado.

2.2.7. Descarga de los transportadores.

El método de descarga más cómodo y sencillo de los transportadores que no requieren dispositivos especiales es el lanzamiento del material desde el dispositivo de transmisión. No siempre es necesario la descarga a través del tambor de transmisión, sino en diferentes puntos del transportador. En este caso es necesario el empleo de dispositivos de descarga especiales como son los deflectores de arado que son unos paneles instalados en la banda formando ángulo con el flujo del material y estos son los más sencillos. El material se desliza hacia uno o ambos lados. La diferencia de esta descarga es el elevado desgaste de la banda, ya que las partículas del material que chocan

Con el deflector comienzan a moverse a lo largo del panel, además la trayectoria de su movimiento forma un ángulo determinado con la dirección del movimiento de la banda. Al mismo tiempo las partículas del material rozan con la banda deteriorando su superficie. Por eso este método de descarga no puede ser recomendado para un trabajo del transportador.

El método más racional de descarga del material en diferentes puntos del transportador es el empleo de un carro de lanzamiento. El carro lanzador puede desplazarse por railes especiales a lo largo de la línea del transportador donde ha de efectuarse la descarga del material. En el carro se instalan dos tambores por la banda del transportador. El material sube por la banda hasta el tambor superior del carro. Con estos mismos carros lanzadores se proveen actualmente la mayoría de los transportadores horizontales fijos, en los cuales es necesario garantizar la descarga a todo lo largo del transportador.

Cálculo de los transportadores:

2.3. Calculo del transportador C₁.

Productividad $Q = 10$ t/h.

Material: Oxido de níquel.

Longitud de transporte $L = 14$ mts.

Angulo de inclinación $\beta = 6^\circ$

Altura de transporte $H = 1,5$ m

Se asume una banda normalizada de $B = 400 \text{ mm}$.

B - ancho de la banda.

Se escoge una banda de gama normalizada High Hent tipo EP-160 y recubrimiento $5 + 1,5 \text{ mm}$ según catálogo de TRELLE BORGS GUMMIFABRIKS AB-S-2301.

Ancho $B = 400 \text{ mm}$.

Peso $q_b = 4.2 \text{ kgf/m}$.

Espesor $\delta_b = 10 \text{ mm}$.

Tensión de trabajo máx = 1920 kgf .

2.3.1. Para esta banda normalizada se calcula la velocidad (V).

$$V = \frac{1.1 Q}{(B-0,5)^2 K_\alpha \gamma_b \psi} \quad \text{m/s}$$

Q - Productividad en t/h .

B - Ancho de la banda.

$\gamma_b = 2,85 \text{ t/M}^3$ - peso específico del óxido de níquel.

$\psi = 1$ para $\beta \leq 10^\circ$ - coeficiente de disminución de la productividad que tiene en cuenta el ángulo de inclinación del transportador.

$K_\alpha = 265 \frac{\text{tm} - S}{h - \text{kgf}}$ Coeficiente para ángulo de talud natural 30° de la carga a transportar
pag. 33 D.M.I.

$$V = \frac{1.1 \times 10}{(0,4 - 0,05)^2 265 \times 2.85 \times 1}$$

$V = 0,12 \text{ m/s}$.

2.3.2. Tiempo aproximado para una vuelta de la banda (t_v).

$$t_v = \frac{2 L}{V} \quad S$$

$$t_v = \frac{2 \times 14}{0,12}$$

$$t_v = 233,3 \text{ S}$$

2.3.3. Cálculo del peso de la carga para un metro de banda.
(qc) kgf/m.

$$q_c = \frac{Q}{3.6V} \quad \text{kgf/m}$$

$$q_c = \frac{10}{3.6 \times 0.12}$$

$$q_c = 23 \text{ kgf/m}$$

2.3.4. Selección del diámetro de los rodillos por tabla 9.3
pag. 24 D.M.I.

Rodillo de apoyo acanalado superior normal $\varnothing 102 \text{ mm.}$

Rodillo de apoyo recto normal $\varnothing 102 \text{ mm.}$

2.3.5. Selección de la distancia entre rodillos por tabla
9 - 12 pag. 37 D.M.I.

Para la rama de trabajo $l_{r'} = 1300 \text{ mm.}$

Para la rama libre $l_{r''} = 2600 \text{ mm.}$

2.3.6. Cálculo de las partes giratorias de los rodillos.

Para el ramal de trabajo ($q_{r'}$).

$$q_{r'} = \frac{G_{r'}}{l_{r'}} \quad \text{kgf/m}$$

$G_{r'} = 14 \text{ kgf}$ peso del rodillo de la rama cargada.

$l_{r'} = 1,3 \text{ m}$ distancia entre rodillo de apoyo.

$$q_{r'} = \frac{14}{1,3}$$

$$q_{r'} = 10,8 \text{ kgf/m.}$$

Para el ramal libre qr'' .

$$qr'' = \frac{Gr''}{lr''} \text{ kgf/m}$$

$Gr'' = 7,3$ kgf peso del rodillo de la rama libre.

$lr'' = 8,6$ m distancia entre rodillos del ramal libre.

$$qr'' = \frac{7,3}{2,6}$$

$$qr'' = 2,8 \text{ kgf/m}$$

2.3.7. Cálculo de la fuerza de tracción o tangencial (P_1).

$$P_1 = \left(1 + \frac{Kt \sum a}{A} \right) [(G_m + qclh) W + qcH] \text{ kgf}$$

$$\left(1 + \frac{Kt \sum a}{A} \right) = k - \text{para cálculos previos}$$

$$K = 1,05 - 1,1 \text{ asumo } k = 1,1.$$

G_m - Peso sumario de las partes móviles del transportador.

$$G_m = 2qcl + G_g \text{ kgf}$$

$lh = 13,9$ m - Longitud de la proyección horizontal del transportador.

G_g - Peso de las partes giratoria del transportador.

$$G_g = (qr' + qr'') L + Z_t at B^3 \text{ kgf}$$

$L = 14$ m - Longitud de transporte.

$Z_t = 2$ - Número de tambores en el transportador.

$at = 250 \text{ kgf/m}^3$ - por D.M.I. Pag. 40.

$$G_g = (10,8 + 2,8) 14 + 2 \times 250 \times (0,4)^3$$

$$G_g = 222,4 \text{ kgf}$$

Entonces.

$$G_m = 2 \times 23 \times 13,9 + 222,4$$

$$G_m = 861,8 \text{ kgf}$$

$W = 0,02$ Coeficiente de resistencia por la tabla
9 - 14 pag. 41 del D.M.I.

$H = 1,5$ m Altura de izaje de la carga.

$$P_1 = 1 \cdot 1 (861,8 + 23 \times 13,9) 0,02 + 23 \times 1,5$$

$$P_1 = 60,5 \text{ kgf}$$

$$P_1 = 593,5 \text{ N}$$

Fuerza de resistencia de los laterales de la tolva que cae sobre la cinta (P_2).

$$P_2 = 8 \text{ ls} = \text{kgf}$$

$ls = 1$ m longitud de la guía.

$$P_2 = 8 \times 1$$

$$P_2 = 8 \text{ kgf}$$

$$P_2 = 78,5 \text{ N}$$

Fuerza necesaria para vencer la resistencia a la fricción y acelerar el material (P_3).

$$P_3 = 0,7 \text{ qc kgf para } V \leq 1 \text{ m/seg.}$$

$$P_3 = 0,7 \times 23$$

$$P_3 = 16,1 \text{ kgf}$$

$$P_3 = 157,9 \text{ N}$$

Fuerza de resistencia del tambor tensor (P_4)

$$P_4 = 15 - 50 \text{ kgf en cojinetes de rodamiento.}$$

$$P_4 = 45 \text{ kgf}$$

$$P_4 = 441,5 \text{ N}$$

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \quad \text{kgf}$$

$$P = 60,5 + 8 + 16,1 + 45$$

$$P = 129,6 \text{ kgf}$$

$$P = 1271,4 \text{ N}$$

2.3.8. Cálculo de las tensiones en la banda.

Tensión máxima (S_{max}) para las bandas transportadoras inclinadas.

$$S_{max} = P k_s \quad \text{kgf}$$

K_s = Coeficiente de tensión max.

$$K_s = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

$f = 0,3$ Coeficiente de fricción de la banda sobre el tambor por tabla 9 - 15 pag. 42 D.M.I.

$\alpha = 180^\circ$ Angulo de contacto del tambor en la banda.

$$e^{f\alpha} = e^{0,3 \times 3,14} = 2,57 \text{ por tabla 9 - 15a D.M.I.}$$

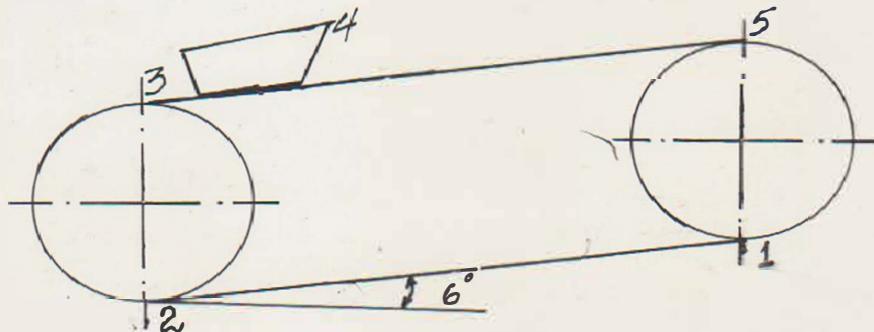
$$K_s = \frac{2,57}{2,57 - 1}$$

$$K_s = 1,64$$

$$S_{max} = 129,6 \times 1,64$$

$$S_{max} = 212,5 \text{ kgf}$$

$$S_{max} = 2084,6 \text{ N}$$



$$S = S_1 = S_{max} - P \quad \text{kgf}$$

$$S_1 = 212,5 - 129,6$$

$$S_1 = 82,9 \text{ kgf}$$

$$S_1 = 813,3 \text{ N}$$

$$S_2 = S_1 + (q_b + q_r'')Lw \quad \text{kgf}$$

$$S_2 = 82,9 + (4,2 + 2,8) 14 \times 0,02$$

$$S_2 = 84,9 \text{ kgf}$$

$$S_2 = 832,9 \text{ N}$$

$$S_3 = S_2 e^{f\alpha} - S \sin \alpha \quad \text{kgf}$$

$$e^{f\alpha} = 2,57$$

$$S_3 = 84,9 \times 2,57 - 84,9$$

$$S_3 = 133,3 \text{ kgf}$$

$$S_3 = 1307,7 \text{ N}$$

$$S_4 = S_3 + h' q_c \frac{l_e}{B_e} + G_{iw} \quad \text{kgf}$$

$h' = 0,5$ para velocidad de la banda $V \leq 1 \text{ m/seg.}$

$l_e = 0,5 \text{ m}$ longitud del embudo de carga.

$$B_e = (0,5 - 0,7) B = 0,2 - 0,28.$$

$B_e = 0,28 \text{ m}$ ancho del embudo de carga.

$G_i =$ presión de la banda inclinada.

$$G_i = G_{m\beta} \quad \text{kgf.}$$

$G =$ presión de la carga a granel sobre la banda.

$$G = \frac{4,2 \int_b B_e^2 A_1^2}{B_e + A_1} \quad \text{kgf}$$

$$A_1 = \frac{l_e}{2} = \frac{0,5}{2} = 0,25 \text{ m} - \text{longitud del orificio de la tolva.}$$

$$G = \frac{4,2 \times 2850 \times 0,28^2 \times 0,25^2}{0,28 + 0,25}$$

$$G = 110,7 \quad \text{kgf}$$

$$G = 1086 \text{ N}$$

$$m_\beta = \cos^2 + m_i \sin^2 - \text{Coeficiente de inclinación.}$$

$$m_i = \frac{0,18}{f} - \text{Coeficiente de movilidad de la carga a granel.}$$

$$m_i = \frac{0,18}{0,3}$$

$$m_i = 0,6$$

$$m_{\beta} = \cos^2 6^\circ + 0,6 \sin^2 6^\circ$$

$$m_{\beta} = 0,995$$

$$G_i = 110,7 \times 0,995$$

$$G_i = 110,2 \text{ kgf}$$

$$G_i = 1081 \text{ N}$$

$$S_4 = 133,3 + 0,5 \times 23 \times \frac{0,5}{0,28} + 110,2 \times 0,02$$

$$S_4 = 156 \text{ kgf}$$

$$S_4 = 1530,4 \text{ N}$$

$$S_5 = S_4 + (q_e + q_b)H + (q_c + q_b + q_r) L_h w \text{ kgf}$$

$$S_5 = 156 + (23 + 4,2) 1,5 + (23 + 4,2 + 10,8) 13,9 \times 0,02$$

$$S_5 = 207,4 \text{ kgf}$$

$$S_5 = 2034,6 \text{ N}$$

Ver gráfico de tensiones.

2.3.9. Fuerza de tracción del transportador P.

$$P = S_{ent} - S_{sal} \text{ kgf}$$

$$P = 207,4 - 82,9$$

$$P = 124,5 \text{ kgf}$$

$$P = 1221,3 \text{ N}$$

2.3.10. Cálculo del diámetro de los tambores.

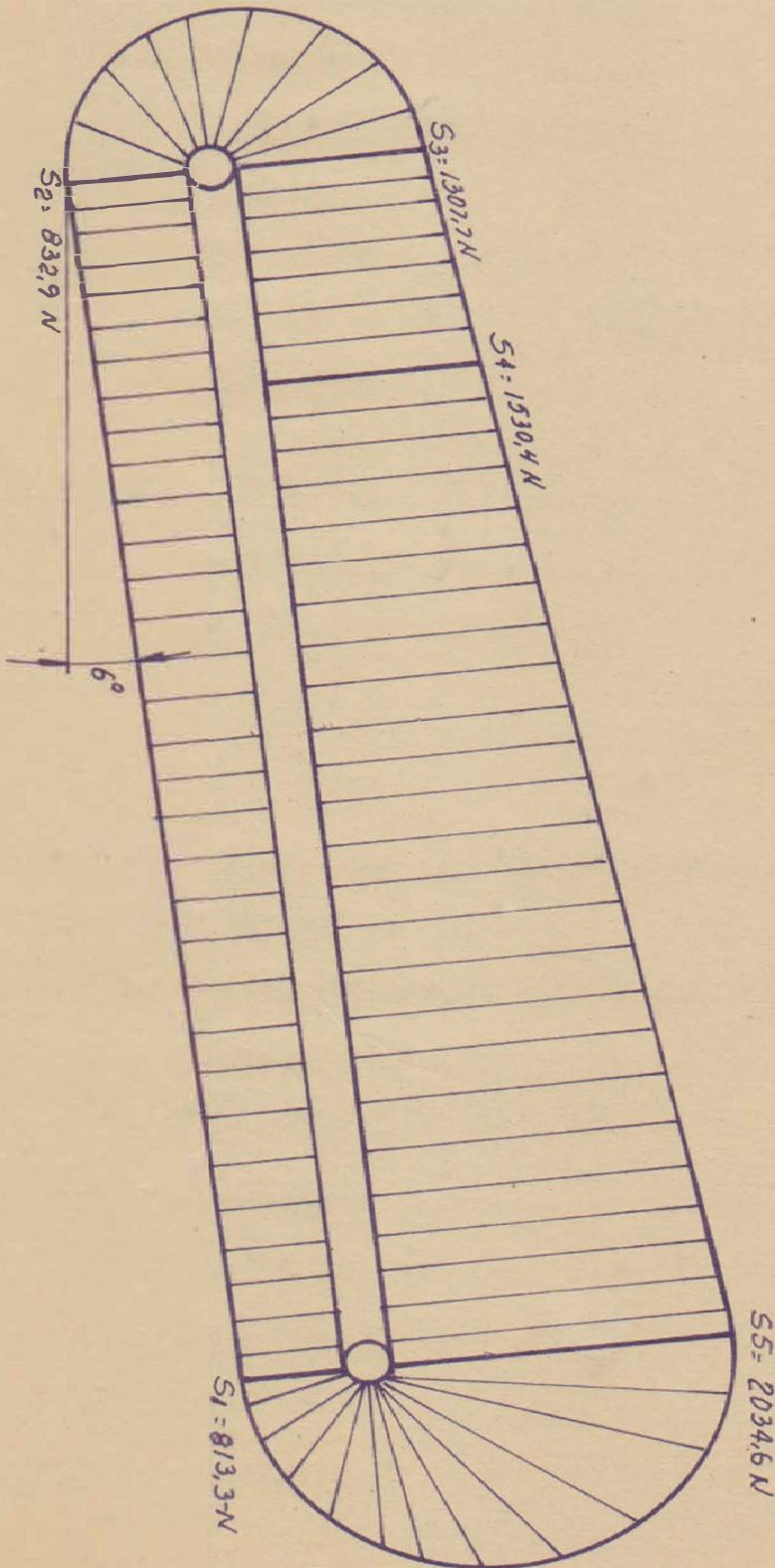
$$D_t = 60i \text{ mm por tabla 9 - 16 pag. 47 D.M.I.}$$

$$D_i = 5 \text{ número de capas de la banda.}$$

$$D_t = 60 \times 5$$

$$D_t = 300 \text{ mm - Diámetro del tambor de transmisión.}$$

$$D_{ten} = 300 \text{ mm - Diámetro del tambor de tensión.}$$



2.3.11. Verificación del diámetro del tambor de transmisión por la presión admisible de la banda (Pb).

$$P_b = \frac{2S_{ent}}{DtB} \leq [P_b] \quad [P_b] = 4 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_b = \frac{2 \times 207,4}{30 \times 40} \leq 4 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_b = 0,346 \leq 4 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_b = 3,4 \text{ N} \leq 39,2 \text{ N/cm}^2$$

2.3.12. Selección del motor.

Determinación de la potencia del motor N.

$$N = \frac{KQ}{A \cdot m} (CL+H) \text{ Kw}$$

K = 1,1-1,25 - Coeficiente de reserva de potencia.

$$K = 1,25$$

Q - Productividad del transportador t/h.

L = 14m - Distancia entre los ejes de los tambores.

H = 1,5m - Altura de izaje de la carga.

Nm = 0,7 - 0,85 - Coeficiente de eficiencia del mecanismo de transmisión.

$$N_m = 0,8$$

A = 367 - Coeficiente.

C = 0,66 - Coeficiente experimental que depende de la productividad al transportador y de la longitud de transporte.

$$N = \frac{1,25 \times 10}{367 \times 0,8} (0,66 \times 14 + 1,5)$$

$$N = 0,46 \text{ kw}$$

Se selecciona un motor tipo 4A90LB3-T

$$N = 1,1 \text{ kw} \quad 440V \quad n = 900 \text{ rev./min.}$$

$$\frac{M_{arr.}}{M_{nom.}} = 1,6 \quad \frac{M_{min.}}{M_{nom.}} = 1,4 \quad \frac{M_{max.}}{M_{nom.}} = 1,9$$

2.3.13. Verificación del motor por el momento de arranque.

$$M_{arr} \geq M_{est. a} = \frac{Pa(Dt + b)}{2 \eta_{air}} \quad \text{kgf - m}$$

$$M_{nom} = \frac{975 \text{ N}}{900}$$

$$M_{nom} = \frac{975 \times 1,1}{900}$$

$$M_{nom} = 1,19 \text{ kgf - m}$$

$$M_{nom} = 11,7 \text{ N - m}$$

$$M_{arr} = 1,6 M_{nom.}$$

$$M_{arr} = 1,6 \times 1,19$$

$$M_{arr} = 1,9 \text{ kgf - m}$$

$$M_{arr} = 18,6 \text{ N - m}$$

Fuerza de tracción estática (Pa) durante el arranque.

$$Pa = (P - qcH) K_a + qcH \quad \text{kgf}$$

$K_a = 1,5$ - Coeficiente de multiplicidad de la resistencia durante el arranque.

$$Pa = (124,5 - 23 \times 1,5) 1,5 + 23 \times 1,5$$

$$Pa = 273 \text{ kgf}$$

$$Pa = 2678,1 \text{ N}$$

Coeficiente de arranque (η_a).

$$\eta_a = 1 - (1 -) K_a C_T$$

$$C_T = 0,55 - 0,6$$

$$C_T = 0,6$$

$$\eta_a = 1 - (1 - 0,9) 1,5 \times 0,6$$

$$\eta_a = 0,91$$

Relación de transmisión del reductor (ir).

$$i_r = \frac{(Dt + \delta b) \omega_m}{2v}$$

$$\omega_m = \frac{\pi N_m}{30} \quad - \text{Velocidad angular del árbol del motor.}$$

$$N_m = 900 \text{ rev./min.}$$

$$\omega_m = \frac{3,14 \times 900}{30}$$

$$\omega_m = 94,2 \text{ rad./s}$$

$$i_r = \frac{(0,3 + 0,01) \times 94,2}{2 \times 0,12}$$

$$i_r = 121,7$$

Se selecciona un reductor.

$$PM - 250 \quad N_r = 1,6 \text{ kw} \quad i_r = 31,5$$

Se selecciona este tipo de reductor por no tener documentación técnica que tenga una $i_r = 121,7$, la diferencia se suple por una transmisión por cadena que se calcula más adelante.

Entonces.

$$\text{Mest. a} = \frac{273 (0,3 + 0,01)}{2 \times 0,91 \times 31,5}$$

$$\text{Mest. a} = 1,48 \text{ kgf-m} < \text{Marr} = 1,9 \text{ kgf-m.}$$

$$\text{Mest. a} = 14,5 \text{ N-m} < \text{Marr} = 18,6 \text{ N-m}$$

2.3.14. Cálculo del dispositivo de tensión.

Fuerza aplicada al dispositivo de tensión (G_t).

$$G_t = 2,1 \text{ Set. kgf}$$

Set - Tensión de la banda en el punto de entrada al tambor de tensión, durante el cálculo por los puntos; como partida tomamos:

$$S_{sdin} = \frac{Pa \sin}{e^{f\alpha} - 1} \quad \text{kgf}$$

$$\text{donde } e^{f\alpha} = 2,57.$$

La magnitud de la fuerza de tracción durante el arranque (P_{adin}).

$$P_{a \text{ din}} = P_a + P_{din} \quad \text{kgf}$$

P_{din} - Incremento dinámico de la fuerza de tracción.

$$P_{din} = \frac{2(M_{max} - M_{est.a}) i r (GD^2)_t \eta_a}{(GD^2) (Dt + \delta_b)} \quad \text{kgf}$$

$$M_{max} = 1,9 M_{nom.}$$

$$M_{max} = 1,9 \times 1,19$$

$$M_{max} = 2,26 \text{ kgf-m}$$

$$M_{max} = 22,2 \text{ N-m}$$

(GD²)_t = Momento de inercia del transportador.

$$(GD^2)_t = \frac{G_e (Dt + \delta_b)^2}{\eta_a i r^2} \quad \text{kgf/m}^2$$

G_e - Peso reducido de las partes móviles del transportador.

$$G_e = K_e [(q_c + 2q_b)L + k_g G_g] \quad \text{kgf}$$

K_g = 0,7 - 0,9 - Coeficiente que tiene en cuenta, que la velocidad circunferencial sea menor que V.

$$K_g = 0,9$$

K_e = 0,85-0,95 - Coeficiente que tiene en cuenta el alargamiento elástico de la banda.

$$K_e = 0,85$$

G_g = 222,4 kgf Peso de las partes giratorias del transportador.

$$G_e = 0,85 [(23 + 2 \times 4,2) 14 + 0,9 \times 222,4$$

$$G_e = 573,8 \quad \text{kgf}$$

Entonces:

$$(GD^2)_t = \frac{573,8(0,3+0,01)^2}{0,91 \times (31,5)^2}$$

$$(GD^2)_t = 0,06 \text{ kgf/m}^2$$

$$(GD^2)_t = 0,59 \text{ N/m}^2$$

Momento de inercia general (GD^2)

$$(GD^2) = K_a (G_i D_i^2) + (GD^2)_t \quad \text{kgf/m}^2$$

$K_a = 1,05-1,15$ - Coeficiente que tiene en cuenta la masa de las piezas de transmisión que rotan más lentamente que el árbol del motor.

$$K_a = 1,15$$

$(G_i D_i^2)$ - Momento de inercia sumario del motor y del acoplamiento por catálogo.

$$(G_i D_i^2) = 0,05 \text{ kgf/m}^2$$

$$(GD^2) = 1,15 (0,05) + 0,06$$

$$(GD^2) = 0,12 \text{ kgf/m}^2$$

$$(GD^2) = 1,18 \text{ N/m}^2$$

Como resultado:

$$P_{din} = \frac{2(2.26-1,48) 31,5 \times 0,06 \times 0,91}{0,12(0,3+0,01)}$$

$$P_{din} = 72,13 \text{ kgf}$$

$$P_{din} = 707,6 \text{ N}$$

Entonces:

$$P_a \text{ din} = 273 + 72,13$$

$$P_a \text{ din} = 345,13 \text{ kgf}$$

$$P_a \text{ din} = 3385,7 \text{ N}$$

Y

$$S_{sdin} = \frac{345,13}{2,57-1}$$

$$S_{sdin} = 219,8 \text{ kgf}$$

$$S_{sdin} = 2156,2 \text{ N}$$

Tendremos:

$$S_{e.t} = S_2 + (-S_{sal} + S_{sdin}) \text{ kgf}$$

$$S_2 = 84,9 \text{ kg}$$

$$S_{sal} = 82,9 \text{ kg}$$

$$S_{e.t} = 84,9 - 82,9 + 219,8$$

$$S_{e.t} = 221,8 \text{ kgf}$$

$$S_{e.t} = 2146,4 \text{ N}$$

Y

$$G_t = 2,1 \times 221,8$$

$$G_t = 465,8 \text{ kgf}$$

$$G_t = 4569,5 \text{ N}$$

2.3.15. Desplazamiento del dispositivo de tensión (Lt).

$$L_t = (0,01 - 0,015)L \text{ m}$$

$$L_t = (0,01 - 0,015) 14$$

$$L_t = 0,14 - 0,21$$

$$L_t = 0,2 \text{ m}$$

2.3.16. Verificación de la reserva de resistencia de la banda.

$$N_r = i \frac{K_r B_i K_u}{S_{max \text{ din}}} - \text{Reserva real de resistencia.}$$

$S_{max \text{ din}}$ - Tensión máxima de la banda teniendo en cuenta las partes dinámicas en el período de arranque.

$$S_{max \text{ din}} = S_{e.t} + (-S_{sal} + S_{sdin})$$

$$S_{max \text{ din}} = 207,4 - 82,9 + 2198$$

$$S_{\max \text{ din}} = 344,3 \text{ kgf}$$

$$S_{\max \text{ din}} = 3377,6 \text{ N}$$

$K_r = 160 \text{ kgf/cm}$ - Límite de resistencia a la rotura por catálogo.

$K_u = 0,8$ para unión de la banda vulcanizada.

$K_i = 1 - 0,03i$ - $i = 5$ - número de capas

$$K_i = 1 - 0,03 \times 5$$

$$K_i = 0,85$$

Entonces:

$$N_r = \frac{5 \times 160 \times 40 \times 0,85 \times 0,8}{344,3}$$

$$N_r = 63,2 > N_r = 1,5$$

2.3.17. Cálculo a la resistencia.

2.3.17.1. Cálculo de los rodillos de apoyo.

-Cálculo del rodillo de apoyo superior.

El cálculo se realiza por el rodillo medio porque es el más cargado.

$$2P = (2/3 q_c + 1/3 q_b + q_r') l r' \quad \text{kgf}$$

$$2P = (2/3 \cdot 23 + 1/3 \cdot 4 \cdot 2 + 10,8) 1,3$$

$$2P = 35,75$$

$$P = \frac{35,75}{2}$$

$$P = 17,9 \text{ kgf}$$

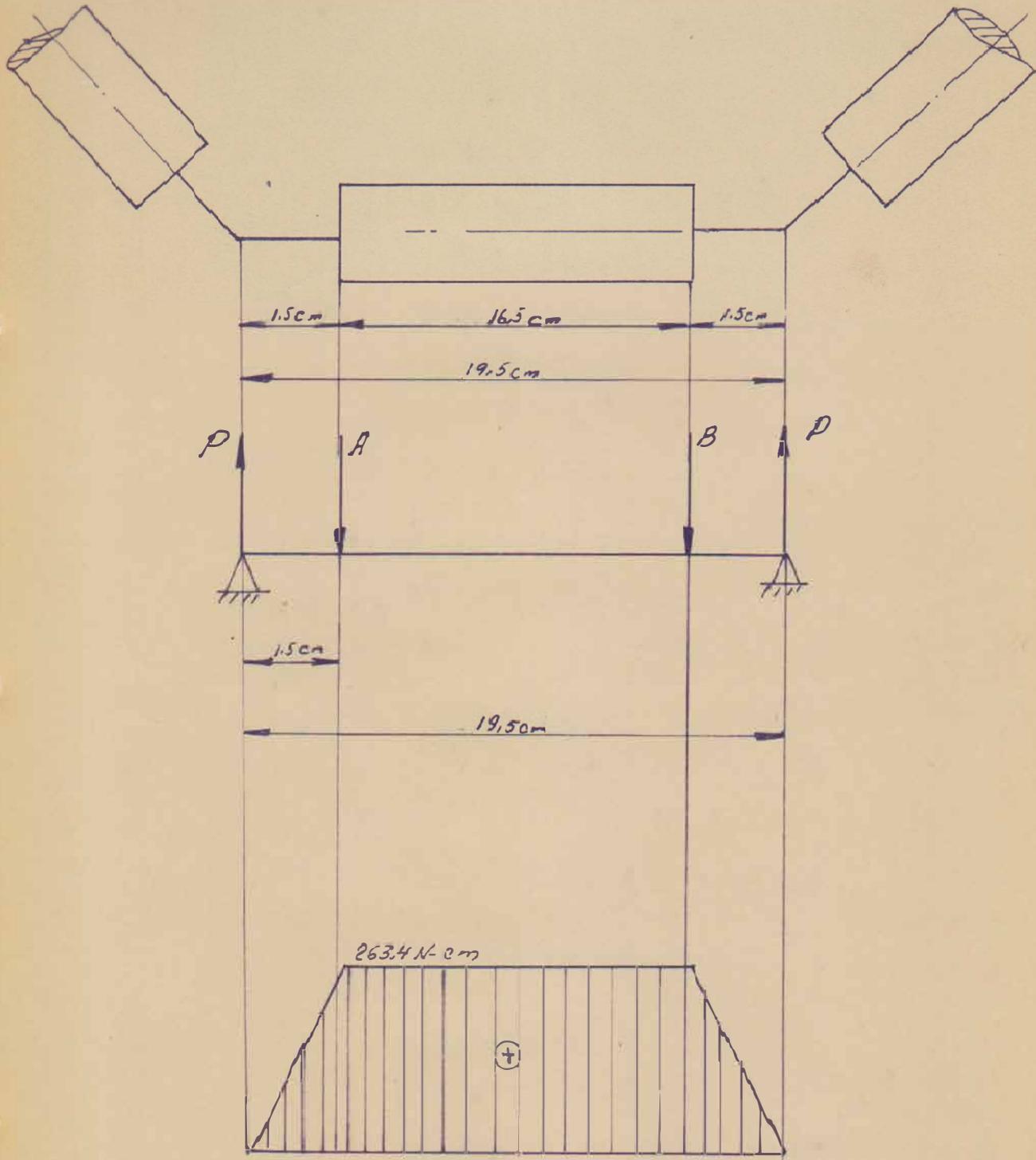
$$P = 175,6 \text{ N}$$

$M_f = P \times 1,5$ - Momento flector del eje del rodillo
kgf - cm.

$$M_f = 17,9 \times 1,5$$

$$M_f = 26,85 \text{ kgf - cm}$$

$$M_f = 263,4 \text{ N - cm}$$



Ver gráfico flector.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 G_f}} \quad - \text{Diametro del eje del rodillo apo-} \\ \text{yo superior.}$$

$$[G]_f = 700 \text{ kgf/cm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{26,85}{0,1 \times 700}}$$

$$d = 0,73 \text{ cm}$$

Tomo $d = 10 \text{ mm.}$

Selección del rodamiento.

$L_h = 16000$ horas. Tiempo de trabajo.

$$V = \frac{d_m}{60}$$

$$n = \frac{60V}{d_r}$$

$$n = \frac{60 \times 0,12}{3,14 \times 0,102}$$

$$n = 22,5 \text{ rev./min.}$$

$$\frac{C}{P} = 2,88$$

$$C = 2,88 \times P$$

$$C = 51,6 \text{ kgf}$$

Se escoje por catálogo cojinete radial de una hilerera de bola.

SKF.- 6200Z

-Cálculo del rodillo de apoyo interior.

$$2P = (q_b + q_r'') l r'' \quad \text{kgf}$$

$$2P = (4,2 + 2,8) 2,6$$

$$2P = 18,2$$

$$P = 9,1 \text{ kgf}$$

$$P = 89,34 \text{ N}$$

$M_f = P \cdot 6 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$. Momento flector del eje del rodillo.

$$M_f = 9,1 \times 6$$

$$M_f = 54,6 \text{ kgf-cm}$$

$$M_f = 535,6 \text{ N} - \text{cm}$$

Ver gráfico momento flector.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 [\sigma]_f}} \text{ - Diámetro del eje del rodillo inferior.}$$

$$[\sigma]_f = 700 \text{ kg/cm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{54,6}{0,1 \times 700}}$$

$$d = 0,92 \text{ cm}$$

Se escoje:

$$d = 10 \text{ mm}$$

Selección del rodamiento.

$$n = 22,5 \text{ rev./min.}$$

$$L_h = 16000 \text{ horas}$$

$$\frac{C}{P} = 2,88$$

$$C = 2,88 \times P$$

$$C = 26,2 \text{ kgf}$$

Se escoje cojinete radial de una hilera de bola.

SKF - 6200Z.

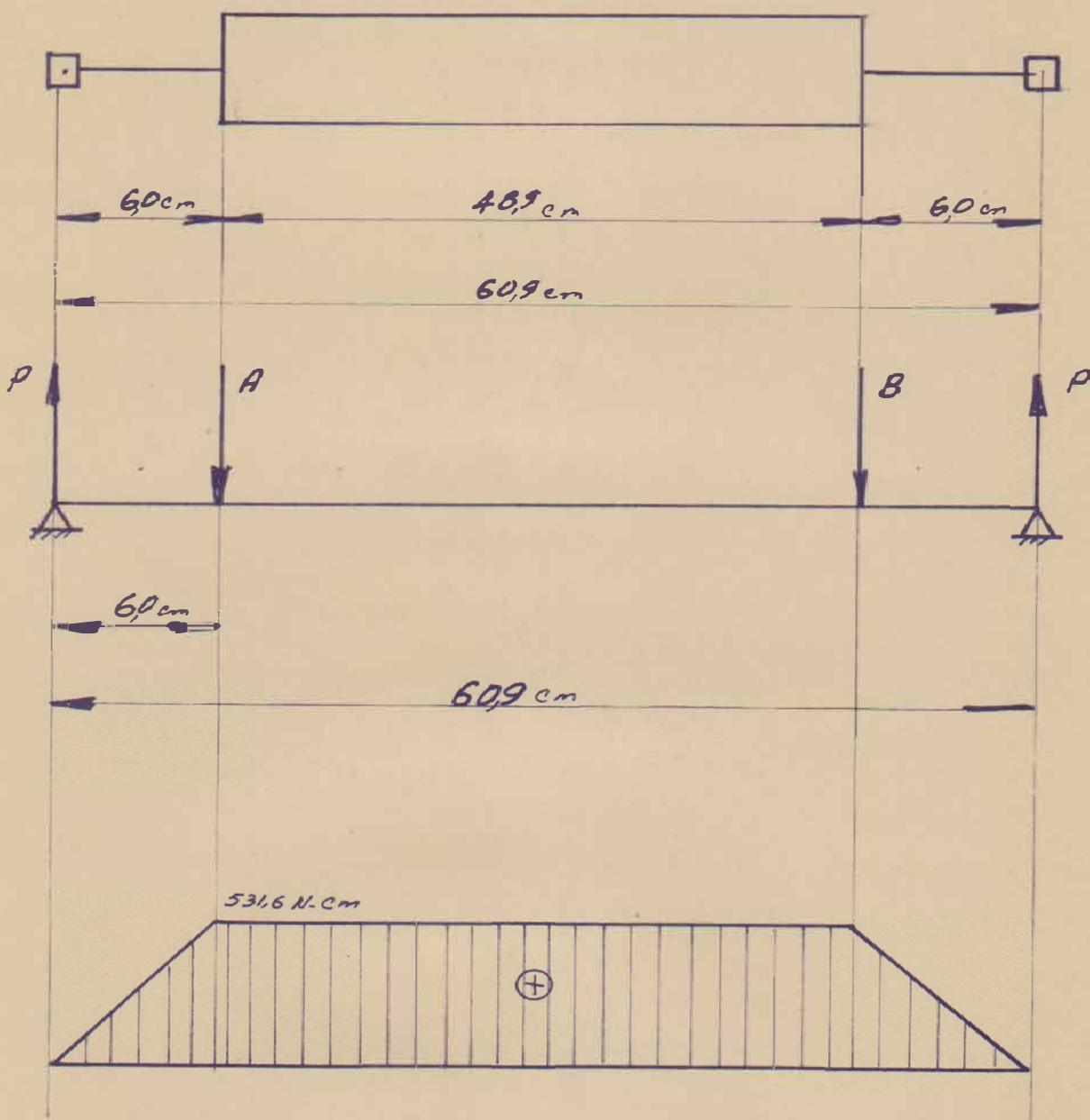
2.3.17.2. Cálculo del tambor.

-Cálculo del árbol del tambor de transmisión.

P - Fuerza circunferencial.

$$P = 124,5 \text{ kgf}$$

MOMENTO FLECTOR DEL RODILLO INFERIOR



$$P = 1221,3 \text{ N}$$

$$Q = K_{tw} + W_p \text{ kgf}$$

$$K_{tw} = 1,15 \text{ - Coeficiente de carga del árbol.}$$

$$W_p = 60 \text{ kg peso del tambor.}$$

$$Q = 1,15 \times 124,5 + 60$$

$$Q = 203,2 \text{ kgf}$$

$$Q = 1993,4 \text{ N}$$

$$R_A = R_B = \frac{Q}{2}$$

$$R_A = R_B = \frac{203,2}{2}$$

$$R_A = R_B = 101,6 \text{ kgf}$$

$$R_A = R_B = 996,7 \text{ N}$$

$$M_t = \frac{PDT}{2} \text{ - kgf-cm. Momento torsor del tambor.}$$

$$M_t = \frac{124,5 \times 30}{2}$$

$$M_t = 1867,5 \text{ kgf-cm}$$

$$M_t = 18320,2 \text{ N-cm}$$

$$M_f = \frac{R_A l}{2} = \frac{Ql}{4} \text{ kgf-cm. Momento flector del tambor.}$$

$$M_f = \frac{203,2 \times 76,2}{4}$$

$$M_f = 3871 \text{ kgf-cm}$$

$$M_f = 28335,5 \text{ N-cm}$$

$$M_r = \sqrt{M_t^2 + M_f^2}$$

$$M_r = \sqrt{1867,5^2 + 3871^2}$$

$$M_r = 4297,9 \text{ kgf-cm}$$

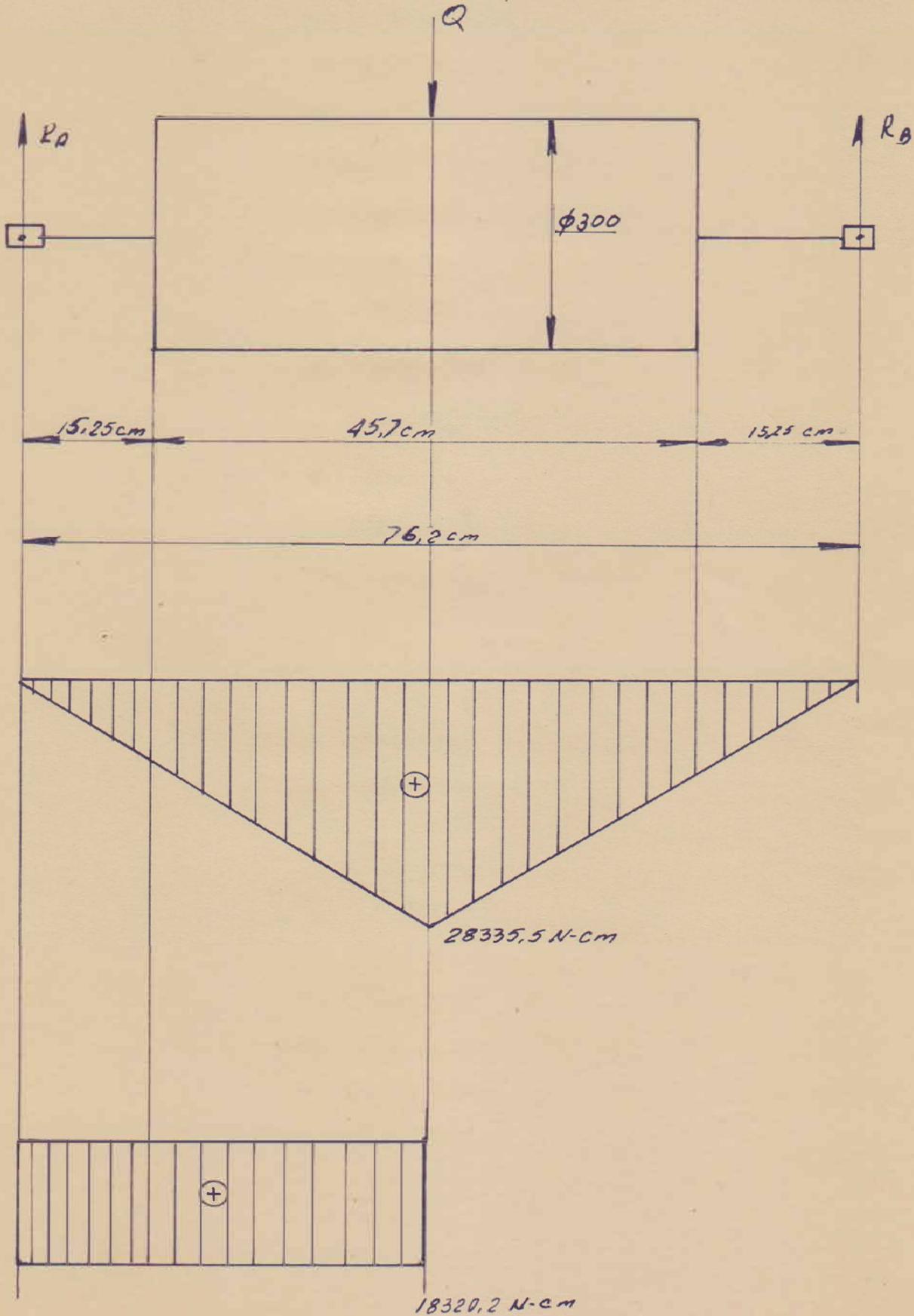
$$M_r = 31258,6 \text{ N-cm}$$

Ver gráfico momento flector y torsor.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_r}{0,1 [\sigma]_f}} \text{ - Diámetro del eje del tambor.}$$

$$[\sigma]_f = 580 \text{ kgf/cm}^2$$

MOMENTO FLECTOR Y TENSOR DEL ARBOL DEL TAMBOR DE TRASMISOR



$$d = \sqrt[3]{\frac{4295,2}{0,1 \times 580}}$$

$$d = 4,2 \text{ cm}$$

Se toma:

$$d = 45 \text{ mm}$$

Selección del rodamiento.

$$n = \frac{60V}{Dt} - \text{rev./min. del eje del tambor}$$

$$n = \frac{60 \times 0,12}{3,14 \times 0,3}$$

$$n = 7,6 \text{ rev./min.}$$

$$L_h = 16000 \text{ horas}$$

$$\frac{C}{P} = 2,12$$

$$C = 2,12 \times P$$

$$C = 215,4 \text{ kgf}$$

Se selecciona rodamiento de dos hileras de bolas SKF No. 1210K + H210 y pedestal S-510.

2.3.17.3. Cálculo del dispositivo de tensión.

Mediante el dispositivo de tensión se le trasmite a la banda de tensión suficiente para transmitir la fuerza de tracción por fricción. Además de esto, la tensión de la banda debe ser suficiente para limitar su flecha entre los rodillos de apoyo.

Seleccionamos un dispositivo de tensión de tornillo, ya que la longitud de transporte es pequeña.

$$G_{tm} = S_2 + S_3 - \text{kgf} - \text{Tensión de la carga en el tambor de tensión.}$$

$$G_{ten} = 72 + 113$$

$$G_{ten} = 185 \text{ kgf}$$

$$M_{f_1} = \frac{Gt \times 15,25}{2} \text{ kgf-cm} - \text{momento flector por la tensión.}$$

$$M_{f_1} = \frac{185 \times 15,25}{2}$$

$$M_{f_1} = 1410,6 \text{ kgf-cm}$$

$$M_{f_1} = 13838 \text{ N-cm}$$

Ver gráfico momento flector.

$$M_{f_2} = \frac{Wp \times 38,1}{2} - \text{momento flector por el peso del tambor.}$$

$$M_{f_2} = \frac{60 \times 38,1}{2}$$

$$M_{f_2} = 1143 \text{ kgf-cm}$$

$$M_{f_2} = 11218,8 \text{ N-cm}$$

Ver gráfico momento flector.

$$M_f = \sqrt{M_{f_1}^2 + M_{f_2}^2}$$

$$M_f = \sqrt{1410,6^2 + 1143^2}$$

$$M_f = 1815,6 \text{ kgf-cm}$$

$$M_f = 17811 \text{ N-cm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 [G]_f}}$$

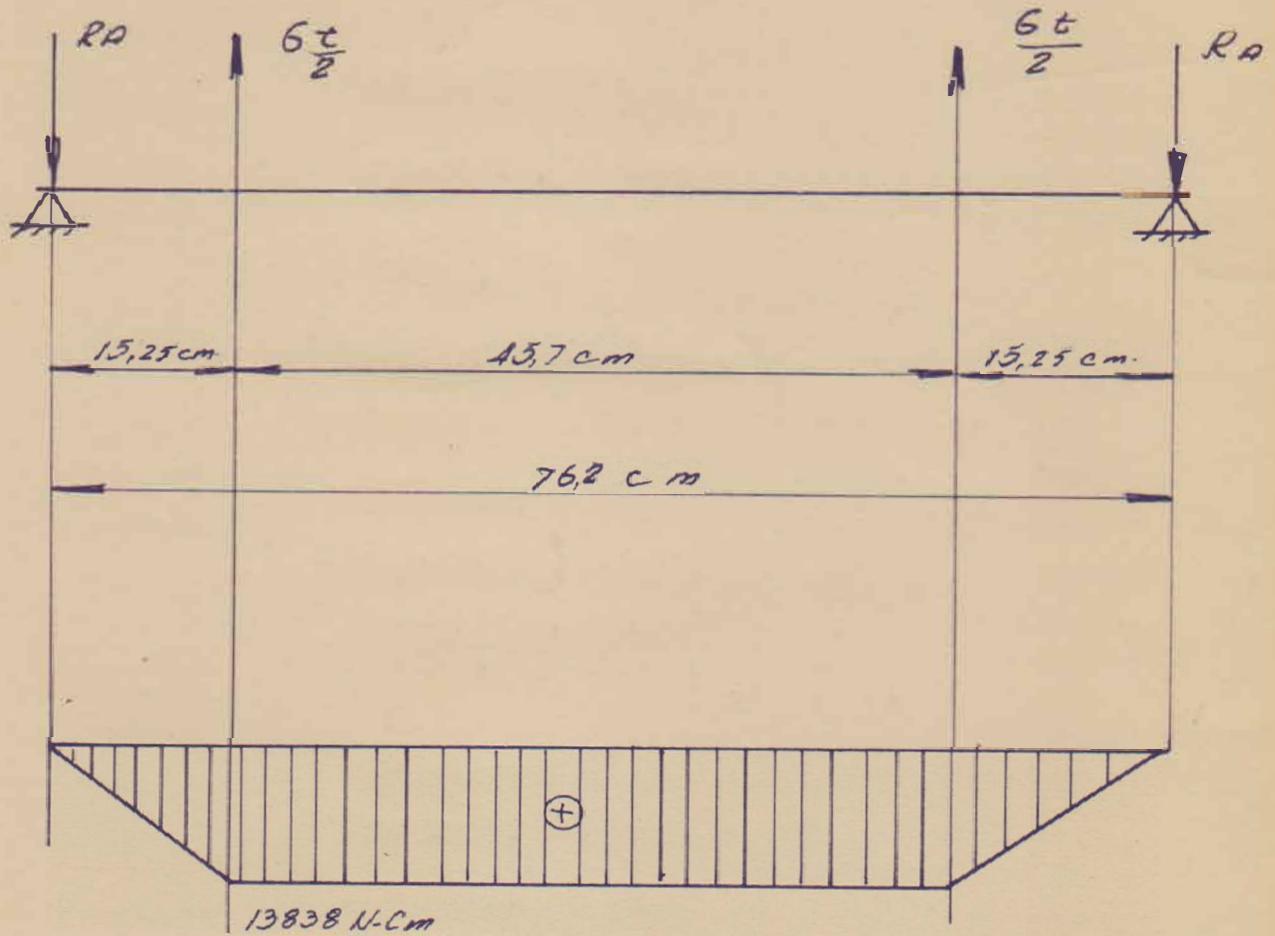
$$[G]_f = 580 \text{ kgf/cm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{1815,6}{0,1 \cdot 580}}$$

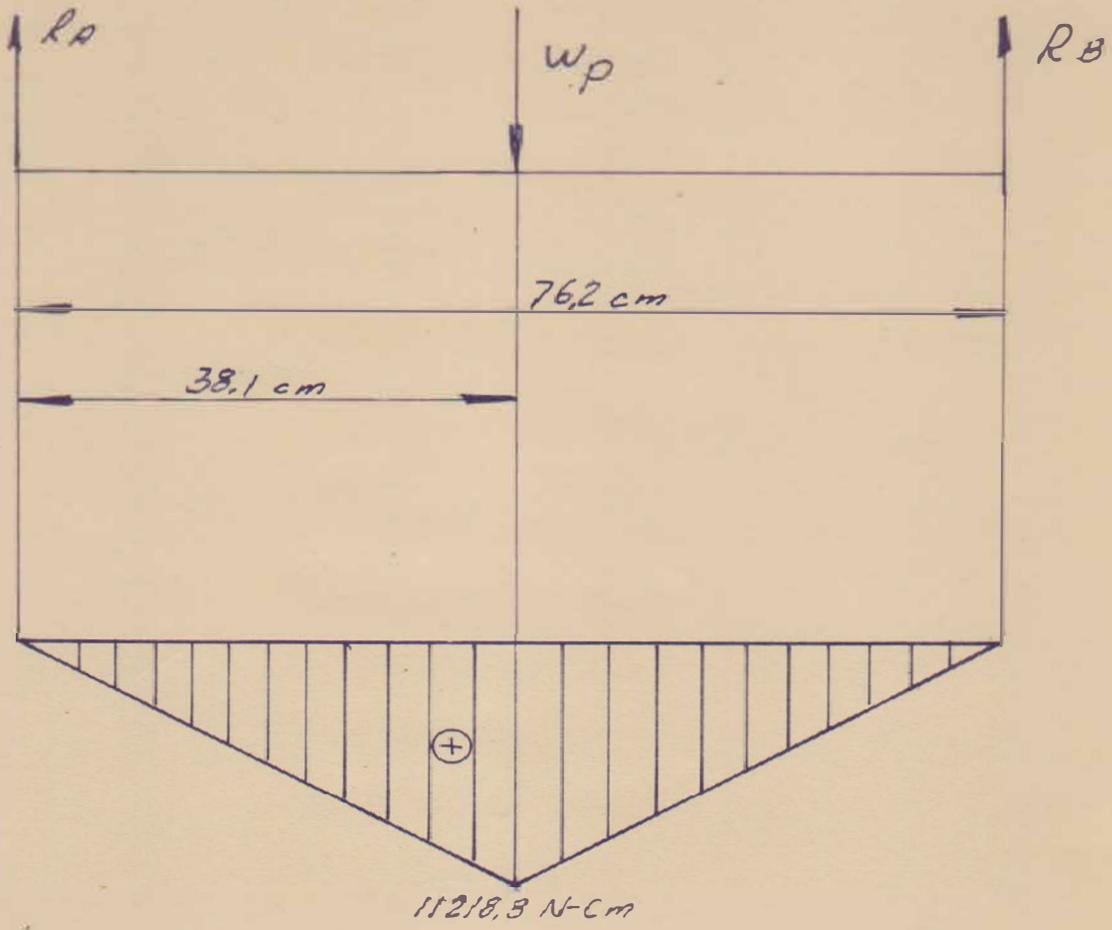
$$d = 3,2 \text{ cm}$$

Como los dos tambores tienen el mismo diámetro se utiliza un eje $d = 35 \text{ mm}$.

MOMENTO FLECTOR DEL ARBOL DEL TAMBOR DE TENSION
POR LA TRACCION



MOMENTO FLECTOR DEL ARBOL DEL TAMBOR
DE TENSION POR EL PESO DEL TAMBOR



Selección del rodamiento.

$$n = 7,6 \text{ rev./min.}$$

$$L_h = 16000 \text{ horas}$$

$$\frac{C}{P} = 2,12$$

$$C = 2,12 \times P$$

$$C = 392,2 \text{ kgf}$$

Se selecciona rodamiento de dos hileras de bolas SKF - No. 1208 K + H208 y pedestal S-508.

2.3.18. Cálculo de la cadena.

Se halla la relación de transmisión i de la cadena por la siguiente fórmula.

$$i = \frac{\text{Velocidad del eje motriz}}{\text{Velocidad del eje conducido}}$$

$$i = \frac{28,75}{7,6}$$

$$i = 3,75$$

De la tabla No. 5 Pag. 13

Se escoje:

$$i_c = 3,62$$

Para esa relación de transmisión el piñón tiene

$Z_1 = 21$ y la catalina $Z_2 = 76$ dientes.

De la tabla No. 6 pag. 14

Se escoje:

Un factor de selección (f_s) para piñón $Z_1 = 21$ con carga medianamente impulsiva $f_s = 1,4$.

Determinamos la potencia efectiva N_e .

$$N_e = f_s N_m$$

$$N_e = 1,4 \times 1,1$$

$$N_e = 1,54 \text{ kw}$$

Según gráfico de la figura 3 pag. 16 y por la intersección de la velocidad del piñón y con la potencia efectiva nos da que se encuentra en el área E₁ y por tabla No. 8 pag. 17 esa área corresponde a la cadena RC-80 de paso (P) = 25,40 mm de tipo simple.

Por la tabla 1-2 pag. 41 de la norma NC-07-09 encontramos las dimensiones de las ruedas para esta cadena; siendo las siguientes:

Piñón: 21 dientes

Diámetro interior normal: 30 mm

Diámetro interior máximo: 86 mm

Piñón: 76 dientes

Diámetro interior normal: 35 mm

Diámetro interior máximo: 83 mm

La distancia entre centro mínima (A min) entre los ejes de una transmisión por cadena debe elegirse de acuerdo con la transmisión de manera que el arco de contacto en el piñón no sea menor a 120°.

Para $i < 3$

$$A_{\min} = \frac{2 + i}{20} (d_{a1} + d_{a2}) \text{ mm}$$

d_{a1} y d_{a2} - Diámetro de cabeza de las ruedas de transmisión.

$$d_{a1} = 183$$

$$d_{a2} = 628$$

$$A_{\min} = \frac{9+3,62}{20} (183 + 628)$$

$$A_{\min} = 511,7 \text{ mm}$$

Para la cadena RC-80 de paso 25,4 se recomienda la distancia entre centro $C = 1067 \text{ mm}$.

Longitud de paso de la cadena (L).

$$L = 2\left(\frac{C}{P}\right) + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{KP}{C} + Y$$

$$L = 2\left(\frac{1067}{25,4}\right) + \frac{21 + 76}{2} + \frac{65,88 \times 25,4}{1067} + Y$$

$$L = 134,08 + Y$$

$$Y = 1,92$$

$$L = 134,08 + 1,92$$

$$L = 136 \text{ eslabones}$$

K - Factor que depende de la diferencia entre

Z_2 y Z_1 y se halla por la tabla No. 10 pag. 24

$$K = 65,88$$

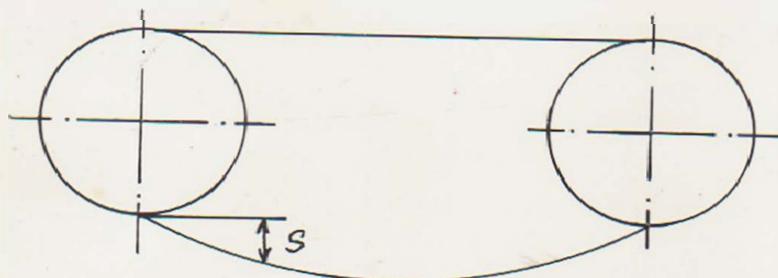
Hallamos una nueva distancia entre centro (a)

$$a = C + \frac{YP}{2\left(\frac{2C}{P} + Y\right)} \left(L - \frac{Z_1 + Z_2}{2}\right)$$

$$a = 1067 + \frac{1,92 \times 25,4}{2\left(\frac{2 \times 1067}{25,4} + 1,92\right)} \left(\frac{136 - 21 + 76}{2}\right)$$

$$a = 1116,65 \text{ mm}$$

Flojedad de la tensión lateral y flexión en la cadena (S).



$$S = 0,375 \text{ a y p}$$

$$S = 0,375 \times 1116,65 \times 1,92 \times 25,4$$

$$S = 142,9 \text{ mm}$$

El cálculo de la cadena se realizó por la especificación sobre cadenas de rodillos y ruedas dentadas para transmisiones con cadenas de rodillos de paso corto.

2.3.19. Cálculo del acoplamiento del motor al reductor.

Para este cálculo se determina el factor de servicio (f_s) por tabla 4 pag. 5.

$$f_s = 1$$

Se calcula la potencia básica (P)

$$P = hp \ f_s \ "k" \ \text{KW}$$

$K = 0,118$ factor que se determina por tabla 1 pag. 3.

$$P = 1,47 \times 1 \times 0,118$$

$$P = 0,174 \text{ HP}$$

$$P = 0,130 \text{ kw}$$

De la tabla de dimensiones de la pag. 6 el tamaño del acoplamiento es 3F.

El cálculo del acoplamiento se realizó por el catálogo de mecánica FALK. Boletín 431.

2.4. Cálculo del transportador C.a.

Productividad $Q = 10 \text{ T/h}$

Material: Oxido de níquel

Longitud de transporte $L = 21 \text{ mts}$

Se asume una banda normalizada de:

$$B = 400 \text{ mm}$$

B= Ancho de la banda

Se escoje una banda de gama normalizada High Heat tipo EP-160 y recubrimiento 5 + 1,5 mm.

Según catálogo de TRELLEBORGS GUMMIFABRIKS

AB - S - 23101

Ancho: B= 400mm

Peso qb= 4,2 kgf/m

Espesor Sb= 10 mm

Tensión de trabajo max= 1920 kgf

2.4.1. Para esta banda normalizada se calcula la velocidad

V.

$$V = \frac{1,1 Q}{(B + 0,05)^2 K_{\alpha} \gamma_b \psi} \quad \text{m/s}$$

Q= Productividad en t/h.

L= Distancia de transporte.

$\gamma_b = 2,85 \text{ t/M}^3$ peso específico del óxido de níquel.

$\psi = 1$ para 10 - Coeficiente de disminución de la productividad que tiene en cuenta el ángulo de inclinación del transportador.

$K_{\alpha} = 265 \frac{t - s}{h - kgf}$ - Coeficiente para ángulo de talúd natural 30° de la carga a transportar pag. 33 D.M.I.

$$V = \frac{1,1 \times 10}{(0,4 - 0,05)^2 265 \times 2,85 \times 1}$$

$$V = 0,12 \text{ m/s}$$

2.4.2. Tiempo aproximado para una vuelta de la banda t_v .

$$t_v = \frac{2L}{V} \quad S$$

$L = 21m$ longitud de transporte

$V = 0,12$ m/seg. velocidad de la banda

$$t_v = \frac{2 \times 21}{0,12}$$

$$t_v = 350 \text{ S}$$

2.4.3. Cálculo del peso de la carga para un metro banda

(q_c) kgf/m.

$$q_c = \frac{Q}{3,6V} \quad \text{kgf/m}$$

$$q_c = \frac{10}{3,6 \times 0,12}$$

$$q_c = 23 \text{ kgf/m}$$

2.4.4. Selección del diámetro de los rodillos por la tabla

9,3 pag. 27 del D.M.I.

Rodillo de apoyo acanalado superior normal $\varnothing = 102$ mm.

Rodillo de apoyo recto inferior normal $\varnothing = 102$ mm.

2.4.5. Selección de la distancia entre rodillos.

Por tabla 9 -12 pag. 37 del D.M.I.

Para la rama de trabajo $l_{r''} = 1300$ mm

Para la rama libre $l_{r'} = 2600$ mm.

2.4.6. Cálculo de las partes giratorias de los rodillos de apoyo.

Para el ramal de trabajo $q_{r'}$

$$q_{r'} = \frac{G_{r'}}{l_{r'}} \quad \text{kgf/m}$$

$G_{r'} = 14$ kgf - Peso del rodillo de la rama cargada.

$l_r' = 1,3$ m distancia entre rodillos de apoyo.

$$q_r' = \frac{14}{1,3}$$

$$q_r' = 10,8 \text{ kgf/m}$$

Para el ramal libre q_r''

$$q_r'' = \frac{G_r''}{l_r''} \text{ kgf/m}$$

$G_r'' = 7,3$ kgf - Peso del rodillo del ramal libre.

$l_r'' = 2,6$ m - Distancia entre rodillos del ramal libre.

$$q_r'' = \frac{7,3}{2,6}$$

$$q_r'' = 2,8 \text{ kgf/m}$$

2.4.7. Cálculo de la fuerza de tracción o tangencial (F).

$$F_T = (1 + K_t \frac{\sum \alpha}{A}) [(G_m + q_c l) w + q_c H] \text{ Kgf}$$

$(1 + K_t \frac{\sum \alpha}{A}) = K$ para los cálculos previos $K = 1,05 - 1,1$.

$$K = 1,1$$

G_m = peso sumario de las partes móviles del transportador.

$$G_m = 2 q_c l + G_g \text{ kgf}$$

G_g = peso de las partes giratorias del transportador

$$G_g = (q_r' + q_r'') L + Z_t A_t B^3 \text{ kgf}$$

$Z_t = 2$ número de tambores en el transportador

$A_t = 250 \text{ kg/m}^3$ por D.M.I. pag. 40

$$G_g = (10,8 + 2,8) 21 + 2 \times 250 \times 0,4^3$$

$$G_g = 317,6 \text{ kgf}$$

Entonces:

$$G_m = 2 \times 23 \times 21 + 317,6$$

$$G_m = 1283,6 \text{ kgf}$$

$W = 0,02$ - Coeficiente de resistencia por la tabla
9-14 pag. 41 del D.M.I.

$$P_1 = 1,1 \cdot 1283,6 + 23 \times 21 \cdot 0,02$$

$$P_1 = 38,9 \text{ kgf}$$

$$P_1 = 381,6 \text{ N}$$

Fuerza de resistencia de los laterales de la tolva
que cae sobre la cinta (P_2).

$$P_2 = 8 \text{ ls} \quad \text{kgf}$$

ls = 1 m. longitud de la guía.

$$P_2 = 8 \times 1$$

$$P_2 = 8 \text{ kgf}$$

$$P_2 = 78,5 \text{ N}$$

Fuerza necesaria para vencer la resistencia a la fric-
ción en la tolva y acelerar el material (P_3)

$$P_3 = 9,7 \text{ qc kgf. para } V \leq 1 \text{ m/seg.}$$

$$P_3 = 0,7 \times 23$$

$$P_3 = 16,1 \text{ kgs}$$

$$P_3 = 157,9 \text{ N}$$

Fuerza de resistencia del tambor tensor P_4 .

$$P_4 = 15 - 50 \text{ kg en cojinetes de rodamiento}$$

$$P_4 = 45 \text{ kgf}$$

$$P_4 = 441,5 \text{ N}$$

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \quad \text{kgf}$$

$$P = 38,9 + 8 + 16,1 + 45$$

$$P = 108 \text{ kgs}$$

$$P = 1059,5 \text{ N}$$

2.4.8. Cálculo de las tensiones en la banda.

Tensión máxima (S_{max}) para las bandas transportadas horizontales.

$$S_{max} = PKs \quad \text{kgf}$$

Ks - Coeficiente de tensión max.

$$Ks = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

$f = 0,3$ - Coeficiente de fricción de la banda sobre el tambor. Por tabla 9 - 15 pag. 42 del D.M.I.

$\alpha = 180^\circ$ - Angulo de contacto del tambor en la banda.

$$e^{f\alpha} = e^{0,3 \times 3,14} = 2,57 \text{ por tabla 9-15a pag. 43 D.M.I.}$$

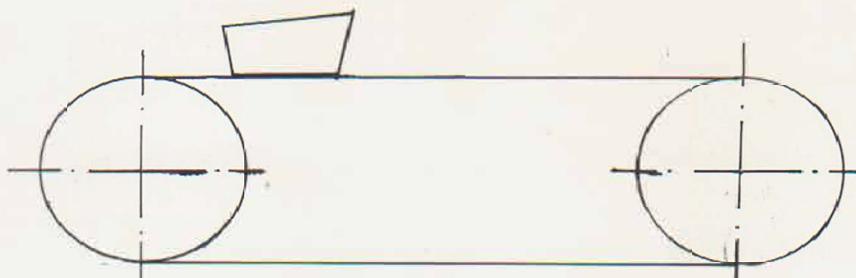
$$Ks = \frac{2,57}{2,57 - 1}$$

$$Ks = 1,64$$

$$S_{max} = 108 \times 1,64$$

$$S_{max} = 177 \text{ kgf}$$

$$S_{max} = 1636,4 \text{ N}$$



$$S = S_1 = S_{max} - P \quad \text{kgf}$$

$$S_1 = 177 - 108$$

$$S_1 = 69 \text{ kgf}$$

$$S_1 = 676,9 \text{ N}$$

$$S_2 = S_1 + (q_b + q_{r'}) LW$$

$$S_2 = 69 + (4,2 + 2,8) 21 \times 0,02$$

$$S_2 = 72 \text{ kgf}$$

$$S_2 = 706,2 \text{ N}$$

$$S_3 = S_2 e^{f\alpha} - S_2 \quad \text{kgf}$$

$$S_3 = 72 \times 2,57 - 72$$

$$S_3 = 113 \text{ kgf}$$

$$S_3 = 1108,5 \text{ N}$$

$$S_4 = S_3 + h' q_c \frac{le}{Be} + G_w \quad \text{kgf}$$

$$h' = 0,5 \text{ m para velocidad de la banda } V \leq 1 \text{ m/seg.}$$

$$le = 0,5 \text{ m longitud del embudo de carga}$$

$$Be = (0,5 - 0,7) B \text{ ancho del embudo de carga}$$

$$Be = 0,2 - 0,28$$

$$Be = 0,28 \text{ m}$$

$$G = \frac{4,2 \sqrt{s} Be^2 A_1^2}{Be + A_1} \quad \text{kgf}$$

G- Presión de la carga sobre la banda

$$A_1 = \frac{le}{2} = \frac{0,5}{2}$$

$$A_1 = 0,25 \text{ m. Longitud del orificio de la tolva.}$$

$$G = \frac{4,2 \times 2850 \times 0,28^2 \times 0,25^2}{0,28 + 0,25}$$

$$G = 110,7 \text{ kgf}$$

$$G = 1086 \text{ N}$$

$$S_4 = 113 + 0,5 \times 23 \frac{0,5}{0,28} + 110,7 \times 0,02$$

$$S_4 = 135,8 \text{ kgf}$$

$$S_4 = 1332,2 \text{ N}$$

$$S_5 = S_4 + (q_c + q_b + q_{r'}) LW \quad \text{kgf}$$

$$S_5 = 135,8 + (23 + 4,2 + 10,8) 20 \times 0,02$$

$$S_5 = 151 \text{ kgf}$$

$$S_5 = 1481,3 \text{ N}$$

Ver gráfico de tensiones.

2.4.9. Fuerza de tracción del transportador (P).

$$P = S_{ent} - S_{sal} \quad \text{kgf}$$

$$P = 151 - 69$$

$$P = 82 \text{ kgf}$$

$$P = 804,4 \text{ N}$$

2.4.10. Cálculo del diámetro de los tambores.

$$D_t = 60i \text{ mm por tabla 9 - 16 pag. 47 D.M.I.}$$

$i = 5$ - número de capas de la banda

$$D_t = 60 \times 5$$

$$D_t = 300 \text{ mm - diámetro del tambor de transmisión.}$$

$$D_{ten} = 300 \text{ mm - diámetro del tambor de tensión.}$$

2.4.11. Verificación del diámetro del tambor a transmisión por la presión admisible de banda (Pb).

$$P_b = \frac{2 S_{ent}}{D_t B} \leq [P_b] \quad [P_b] = 4 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_b = \frac{2 \times 151}{30 \times 40} \leq 4 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_b = 0,252 \text{ kgf/cm}^2 \leq 4 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_b = 2,47 \text{ N/cm}^2 \leq 39,24 \text{ N/cm}^2$$

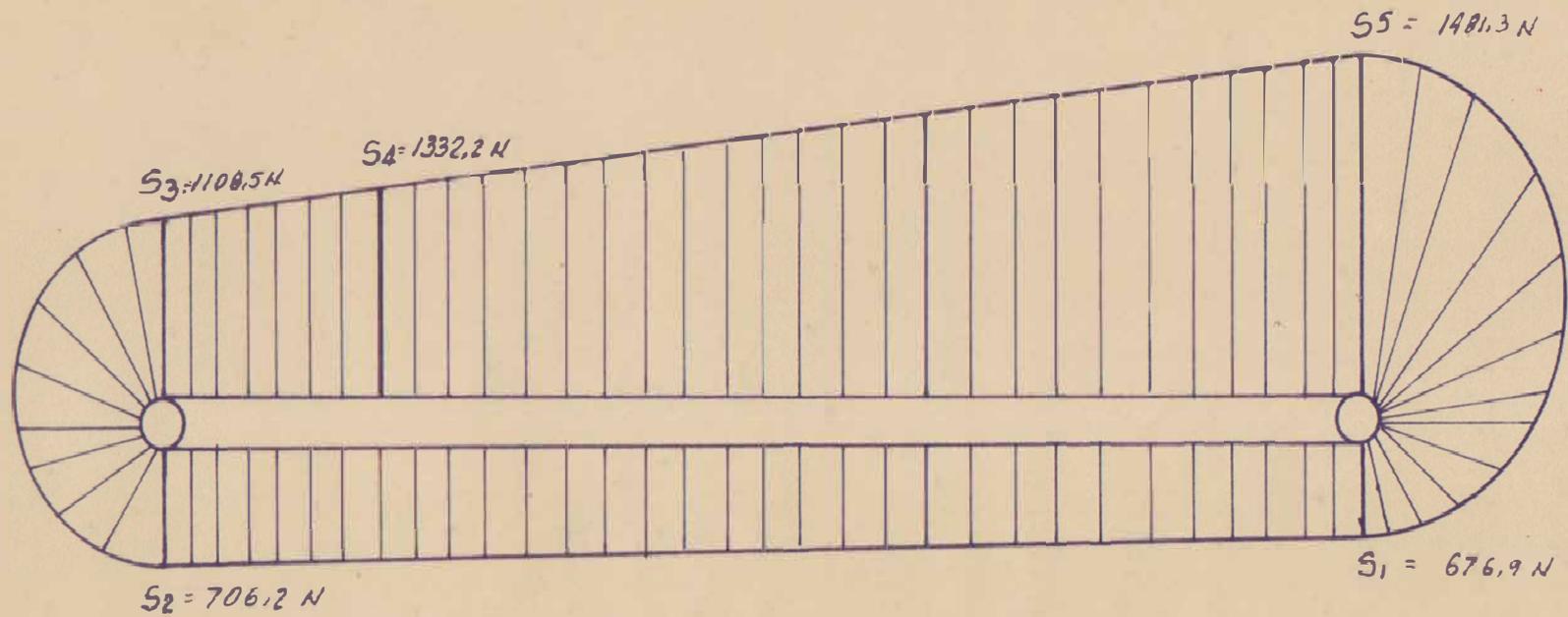
2.4.12. Selección del motor.

Determinación de la potencia del motor (N).

$$N = \frac{KQ}{A \eta_m} (CL + H) \text{ KW}$$

$K = 1,15 - 1,25$ - Coeficiente de reserva potencia

$$K = 1,25$$



$Q = 10t/h$ - Productividad de transportador.

$L = 21m$ - Distancia entre los ejes de los tambores.

$\eta_m = 0,7 - 0,85$ - Coeficiente de eficiencia del mecanismo de transmisión.

$\eta_m = 0,8$

$A = 367$ - Coeficiente

$C = 0,66$ - Coeficiente experimental que depende de la productividad del transportador y la longitud de transporte. Por tabla No. 52 del C. EQ. Elect.

$$N = \frac{1,25 \times 10}{367 \times 0,8} (0,66 \times 21)$$

$N = 0,58$ kw

Se selecciona un motor tipo 4A90LB8-T N=1,1 kw
440V n= 900 rev./min.

$$\frac{M_{arr}}{M_{nom}} = 1,6 \quad \frac{M_{min}}{M_{nom}} = 1,4 \quad \frac{M_{max}}{M_{nom}} = 1,9$$

2.4.13. Verificación del motor por el momento de arranque.

$$M_{arr} \geq M_{est. Arr} = \frac{P_a (Dt + \delta_a)}{2 \eta_{air}} \quad \text{kgf-m}$$

$M_{non} = 975 \frac{N}{n}$ - momento nominal del motor kgf - m

$$M_{non} = \frac{975 \times 1,1}{900}$$

$M_{non} = 1,19$ kg - m

$M_{non} = 11,7$ N-m

$M_{arr} = 1,6 M_{non}$ kgf-m

$M_{arr} = 1,6 \times 1,19$

$$Marr = 1,9 \text{ kgf-m}$$

$$Marr = 18,6 \text{ N-m}$$

Fuerza de tracción eléctrica (Pa) durante el arran-

$$Pa = (P - qcH) Ka + qcH \quad \text{kgf}$$

Ka = 1,5 - Coeficiente de multiplicidad de la resistencia durante el arranque.

H = 0 = Transporte horizontal

$$Pa = (82 - 23 \times 0) 1,5 + 23 \times 0$$

$$Pa = 123 \text{ kgf}$$

$$Pa = 1206,3 \text{ N}$$

Coeficiente de arranque (η_a)

$$\eta_a = 1 - (1 -) Ka CT$$

$$CT = 0,55 \text{ a } 0,6$$

$$CT = 0,6$$

$$\eta_a = 1 - (1,0,9) 1,5 \times 0,6$$

$$\eta_a = 0,91$$

Relación de transmisión del reductor (ir)

$$ir = \frac{Dt + \delta b}{2V} \quad \omega_m$$

b = 0,1m - espesor de la banda

$\omega_m = \frac{m}{30}$ - Velocidad angular del árbol del motor.

$$\omega_m = \frac{3,14 \times 900}{30}$$

$$\omega_m = 94,2 \text{ rad/s}$$

$$ir = \frac{(0,3 + 0,01) 94,2}{2 \times 0,12}$$

$$ir = 121,7$$

Se selecciona el reductor tipo PM-250 Nr=1,6kw

$$ir = 31,5$$

Se selecciona este tipo de reductor por no tener documentación técnica que tenga una $i_r = 121,7$, la diferencia se suple por una transmisión por cadena que se calcula mas adelante.

$$M_{est.a} = \frac{123(0,3+0,01)}{2 \times 0,91 \times 31,5}$$

$$M_{est.a} = 0,67 \text{ kg m} < M_{arr} = 1,9 \text{ kg - m}$$

$$M_{est.a} = 6,6 \text{ N-m} < M_{arr} = 18,6 \text{ N-m}$$

2.4.14. Cálculo del dispositivo de tensión.

Fuerza aplicada al dispositivo de tensión. (Gt).

$$Gt = 2,1 \text{ Se.t} \quad \text{kgf}$$

Se.t - tensión de la banda en el punto de entrada al tambor de tensión, durante el cálculo por los puntos; como partida tomamos:

$$Ss \text{ din} = \frac{Pa \text{ din}}{e^{f\alpha} - 1} \quad \text{kgf}$$

$$e^{f\alpha} = 2,57$$

La magnitud de la fuerza de tracción durante el arranque (Pa din).

$$Pa \text{ din} = Pa + P_{din} \quad \text{kgf}$$

P_{din} - Incremento dinámico de la fuerza de tracción.

$$P_{din} = \frac{2(M_{max} - M_{est.a})i_r (GD^2) t \eta_a}{(GD^2) (Dt + \delta_b)} \quad \text{kgf}$$

$$M_{max} = 1,9 M_{nom} \quad \text{kgf - m}$$

$$M_{max} = 1,9 \times 1,19$$

$$M_{max} = 2,26 \text{ kgf - m}$$

$$M_{max} = 22,17 \text{ N-m}$$

$(GD^2)_t$ - Momento de inercia del transportador.

$$(GD^2)_t = \frac{G_e (D_t + \delta b)^2}{a l r^2} \quad \text{kgf/m}^2$$

G_e - Peso reducido de las partes móviles del transportador.

$$G_e = K_e (q_c + 2q_b)L + k_g \cdot G_g \quad \text{kgf}$$

$K_g = 0,7 - 0,9$ - Coeficiente que tiene en cuenta, que la velocidad circunferencial es menor que V .

$$K_g = 0,9$$

$K_e = 0,85 - 0,95$ - Coeficiente que tiene en cuenta el alargamiento elástico de la banda.

$$K_e = 0,85$$

$G_g = 317,6 \text{ kgf}$ - peso de las partes giratorias del transportador.

$$G_e = 0,85 [(23 + 2 \times 4,2)] 21 + 0,9 \times 317,6$$

$$G_e = 846,3 \text{ kgf}$$

Entonces:

$$(GD^2)_t = \frac{846,3 (0,3 + 0,01)^2}{0,91 \times (31,5)^2}$$

$$(GD^2)_t = 0,09 \text{ kgf/m}^2$$

$$(GD^2)_t = 0,88 \text{ N/m}^2$$

momento de inercia general (GD^2)

$$(GD^2) = K_a (G_i D_i^2) + (GD^2)_t \quad \text{kgf/m}^2$$

$K_a = 1,05 - 1,15$ - Coeficiente que tiene en cuenta la masa de las piezas de la transmisión que roten más lentamente que el árbol del motor.

$$K_a = 1,15$$

$(G_i D_i^2)$ - Momento de inercia sumario del rotor
y del acoplamiento por catálogo:

$$(G_i D_i^2) = 0,05 \text{ kgf/m}^2$$

$$(G_i D_i^2) = 0,49 \text{ N/m}^2$$

Entonces:

$$(G D^2) = 1,15 (0,05) + 0,09$$

$$(G D^2) = 0,15 \text{ kgf/M}^2$$

Y

$$P_{din} = \frac{2(2.26 - 0,67) 31,5 \times 0,09 \times 0,91}{0,15(0,3 + 0,01)}$$

$$P_{din} = 176,4 \text{ kgf}$$

$$P_{din} = 1730,5 \text{ N}$$

Entonces:

$$P_{a \text{ din}} = 123 + 176,4$$

$$P_{a \text{ din}} = 299,4 \text{ kgf}$$

$$P_{a \text{ din}} = 2937,1 \text{ N}$$

Y

$$S_{s \text{ din}} = \frac{299,4}{2,5771}$$

$$S_{s \text{ din}} = 190,7 \text{ kgf}$$

$$S_{s \text{ din}} = 1870,8 \text{ N}$$

Tendremos:

$$S_{e.t} = S_2 + (-S_{s1} + S_{s \text{ din}}) \text{ kgf}$$

$$S_{s1} = 72 \text{ kgf}$$

$$S_{s1} = 69 \text{ kgf}$$

$$S_{e.t} = 72 - 69 + 190,7$$

$$S_{e.t} = 193,7 \text{ kgf}$$

$$S_{e.t} = 1900,2 \text{ N}$$

$$Gt = 2,1 \times 193,7$$

$$Gt = 406,8 \text{ kgf}$$

$$Gt = 3990,7 \text{ N}$$

2.4.15. Desplazamiento del dispositivo de tensión (Lt).

$$Lt = (0,01 - 0,015)L \quad \text{m}$$

$$Lt = (0,01 - 0,015)21$$

$$Lt = (0,21 - 0,315)$$

$$\text{Tomo } Lt = 0,3 \text{ m}$$

2.4.16. Verificación de la reserva de resistencia de la banda.

$$Nr = \frac{i k_r B k_i k_u}{S_{\max \text{ din}}} - \text{Reserva real de resistencia.}$$

$S_{\max \text{ din}}$ - tensión máxima de la banda teniendo en cuenta las fuerzas dinámicas en el período de arranque.

$$S_{\max \text{ din}} = S_{\text{est}} + (-S_{\text{sal}} + S_{\text{sdin}}) \quad \text{kgf}$$

$$S_{\text{est}} = 151 \text{ kgf}$$

$$S_{\max \text{ din}} = 151 - 69 + 190,7$$

$$S_{\max \text{ din}} = 272,7 \text{ kgf}$$

$$S_{\max \text{ din}} = 2675,2 \text{ N}$$

$K_r = 160 \text{ kgf/cm}$ - Límite de resistencia a la rotura por catálogo.

$K_u = 0,8$ para unión de la banda vulcanizada.

$$K_i = 1 - 0,03i$$

$$i = 5$$

$$K_i = 1 - 0,03 \times 5$$

$$K_i = 0,85$$

Entonces:

$$N_r = \frac{5 \times 160 \times 40 \times 0,85 \times 0,8}{272,7}$$

$$N_r = 79,8 > [N_r = 1,5]$$

2.4.17. Cálculo a la resistencia.

2.4.17.1. Cálculo de los rodillos de apoyo.

-Cálculo del rodillo de apoyo superior.

El cálculo se realiza por el rodillo medio porque es el más cargado.

$$2P = (2/3 q_c + 1/3 q_b + q_r) l_r \quad \text{kgf}$$

$$2P = (2/3 \times 23 + 1/3 \times 4,2 + 10,8) \times 1,3$$

$$2P = 35,75$$

$$P = 17,9 \text{ kgf}$$

$$P = 175,6 \text{ N}$$

$$A = B = P$$

$M_f = P \times 1,5$ kgf- m momento flector del eje del rodillo

$$M_f = 17,9 \times 1,5$$

$$M_f = 26,85 \text{ kgf} - \text{cm}$$

$$M_f = 263,4 \text{ N} - \text{m}$$

Ver gráfico momento flector

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 [\sigma]_f}} \quad \text{- Diámetro del eje en rodillo}$$

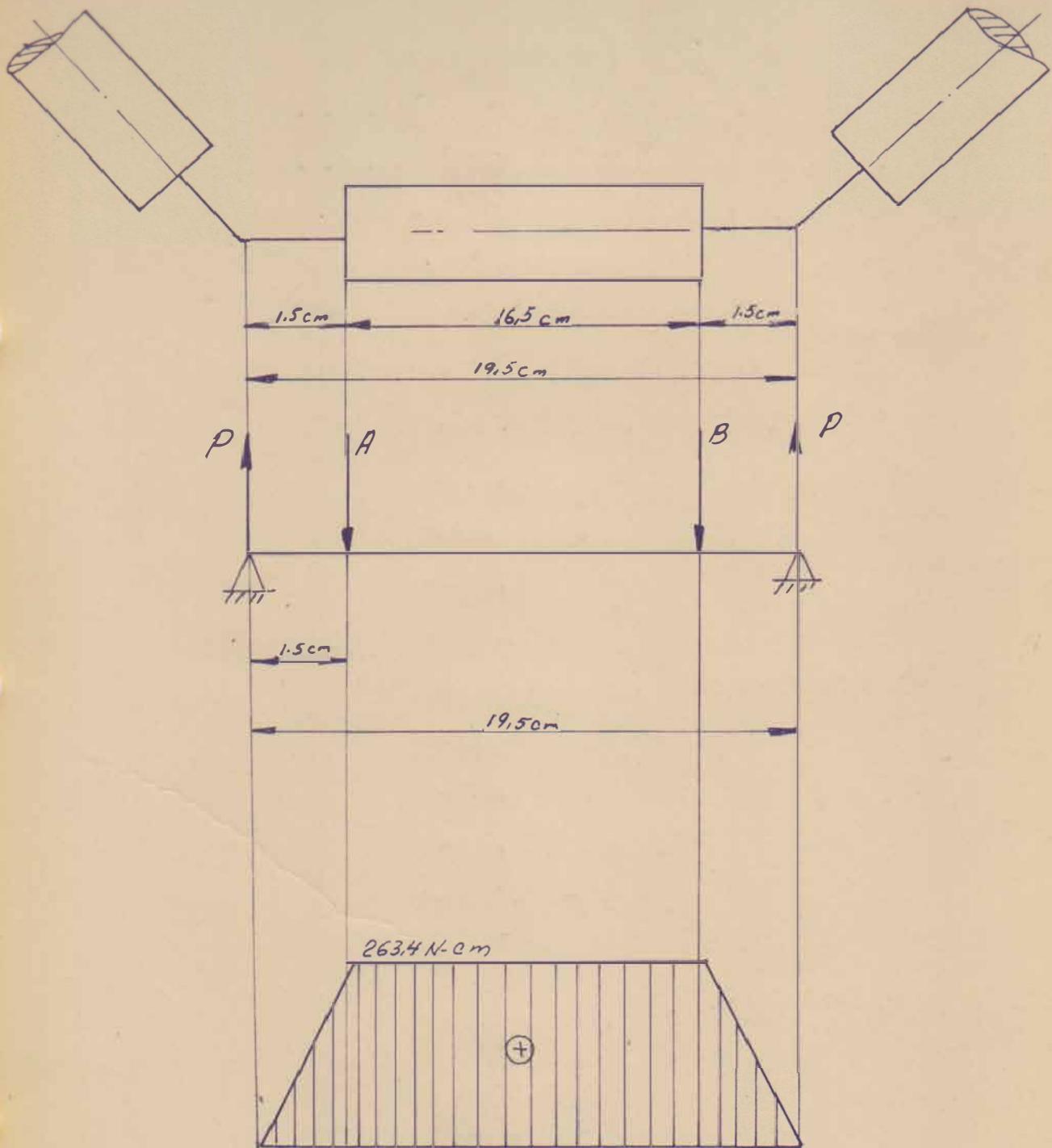
$$[\sigma]_f = 700 \text{ kgf/cm}^2$$

$$d = \frac{26,85}{0,1 \times 700}$$

$$d = 0,73 \text{ cm}$$

Tomo $D = 10 \text{ mm}$

Selección del rodamiento.



Lh - tiempo de trabajo

$$Lh = 16000 \text{ horas}$$

$$V = \frac{dm}{60}$$

$$n = \frac{60V}{dr}$$

$$n = \frac{60 \times 0,12}{3,14 \times 0,102}$$

$$n = 22,5 \text{ rev./min.}$$

$$\frac{C}{P} = 2,88$$

$$C = 2,88 \times P$$

$$C = 51,6 \text{ kgf}$$

Se escoje cojinete de una hilera de bola

SKF No. 6200Z.

-Cálculo del rodillo de apoyo inferior.

$$2P = (q_b + q_r) l r'' \quad \text{kgf}$$

$$2P = (4,2 + 2,8) 2,6$$

$$2P = 18,2$$

$$P = 9,1 \text{ kgf}$$

$$A = B = P$$

Mf = P x 6 kgf - m momento flector del eje del rodillo.

$$Mf = 9,1 \times 6$$

$$Mf = 54,6 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$Mf = 531,6 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

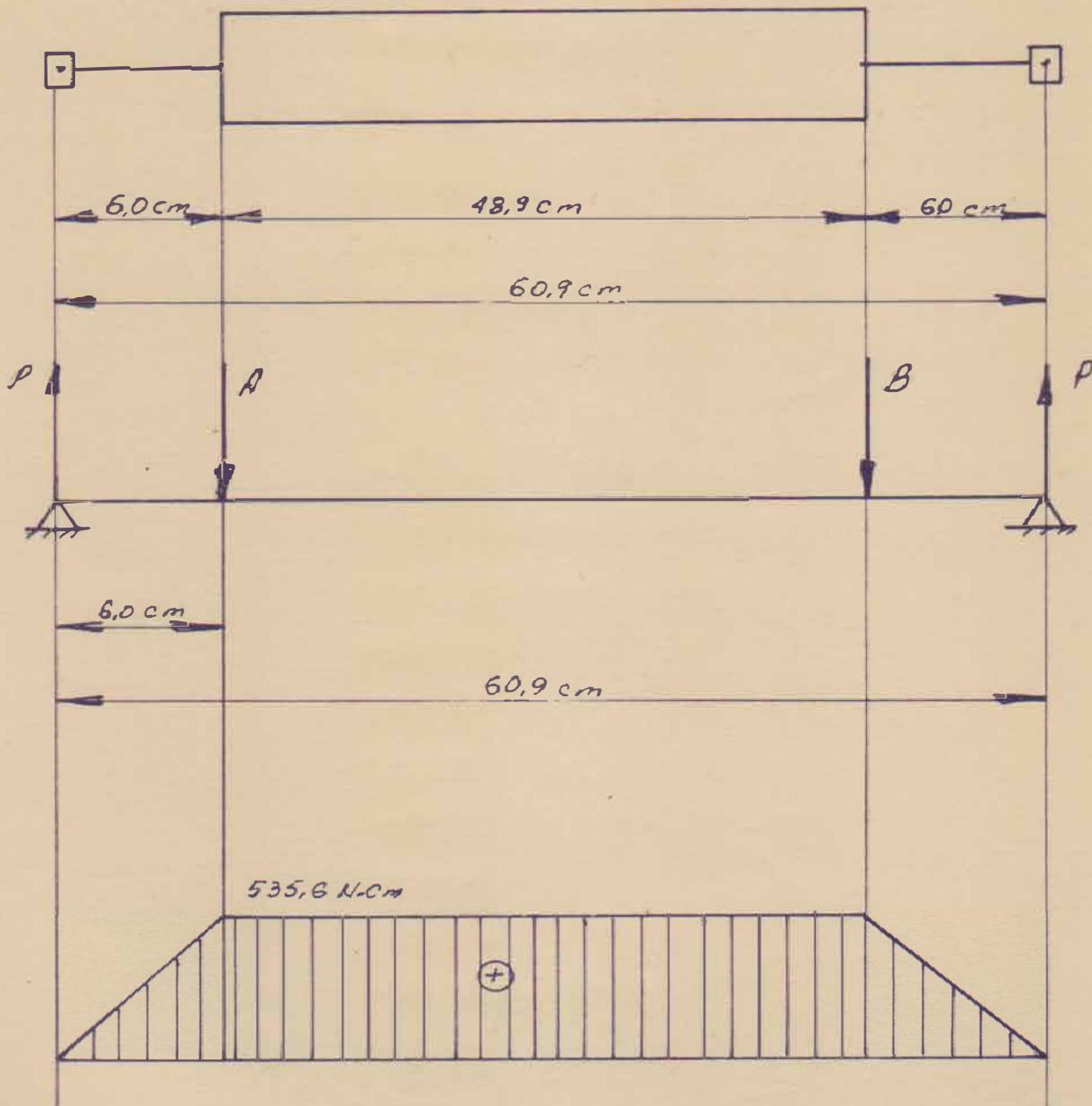
Ver gráfico momento flector.

$$d = \sqrt[3]{\frac{Mf}{0,1[G]}}$$

$$[G] = 700 \text{ kgf/cm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{54,6}{0,1 \times 700}}$$

MOMENTO FLECTOR DEL RODILLO INFERIOR



$$d = 0,92 \text{ cm}$$

Se escoje:

$$d = 10 \text{ mm}$$

Selección del eje del rodillo

$$n = 22,5 \text{ rev./min.}$$

$$L_h = 16 \text{ 000 horas}$$

$$\frac{C}{P} = 2,88$$

$$C = 2,88 \times P$$

$$C = 26,2 \text{ kgf}$$

Se escoje cojinete radial de una hilera de bola

SKF No. 6200Z.

2.4.17.2. Cálculo del tambor.

-Cálculo del árbol del tambor de transmisión.

$P = 82 \text{ kgf}$ - fuerza circunferencial

$$P = 804,4 \text{ N}$$

$$Q = K_e P + W_p \quad \text{kgf}$$

$K_t = 1,15$ - Coeficiente de carga del árbol

$W_p = 60 \text{ kgf}$ - peso del tambor

$$Q = 1,15 \times 82 + 60$$

$$Q = 154,3 \text{ kgf}$$

$$R_a = R_b = \frac{Q}{2}$$

$$R_a = R_b = 77,15 \text{ kgf}$$

$$R_a = R_b = 756,8 \text{ N}$$

$M_t = \frac{P \cdot D_t}{2}$ - Momento tensor del tambor.

$$M_t = \frac{82 \times 30}{2}$$

$$M_t = 1230 \text{ kgf - cm}$$

$$M_t = 12066,3 \text{ N-cm}$$

$$M_f = \frac{RaL}{2} = \frac{Ql}{4} \quad * \quad \text{momento flector del tambor}$$

$$M_f = \frac{154,3 \times 76,2}{4}$$

$$M_f = 2934,4 \text{ kgf} - \text{cm}$$

$$M_f = 28786,5 \text{ N} - \text{cm}$$

Ver gráfico momento flector y torsor.

$$M_r = \sqrt{M_t^2 + M_f^2}$$

$$M_r = \sqrt{1230^2 + 2934,4^2}$$

$$M_r = 3181,8 \text{ kgf} - \text{cm}$$

$$M_r = 31213,5 \text{ N} - \text{cm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_r}{0,1 [\sigma]_f}}$$

$$[\sigma]_f = 580 \text{ kgf} - \text{cm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{3181,8}{0,1 \times 580}}$$

$$d = 3,8 \text{ cm}$$

Tomamos:

$$d = 45 \text{ mm}$$

Selección del rodamiento

$$n = \frac{60V}{\pi Dt}$$

$$n = \frac{60 \times 0,12}{314 \times 0,3} = 7,6 \text{ rev./min.}$$

$$L_h = 16000 \text{ horas.}$$

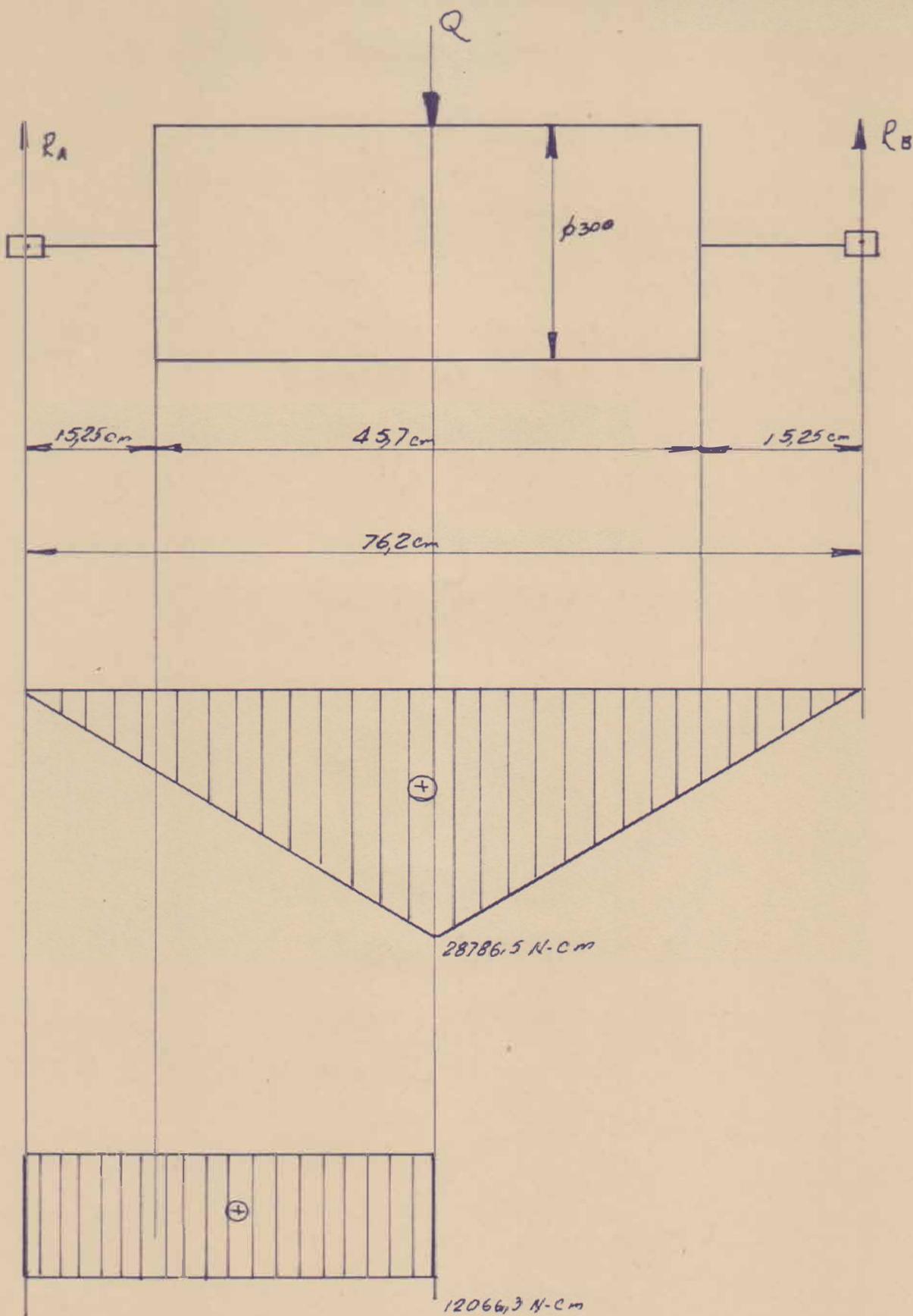
$$\frac{C}{P} = 2,12$$

$$C = 2,12 \times P$$

$$C = 163,6 \text{ kgf}$$

Se selecciona, rodamiento de dos hileras de bola

MOMENTO FLECTOR Y TENSOR DEL ARBOL DEL TAMBOR DE TRASHION



SKF no. 1210 K + H210 y pedestal S-510.

2.4.17.3. Cálculo del dispositivo de tensión.

Mediante el dispositivo de tensión se le transmite a la banda la tensión suficiente para transmitir la fuerza de tracción por fricción. Además de esto, la tensión de la banda debe ser suficiente para limitar su flector entre los rodillos de apoyo.

Seleccionamos un dispositivo de tensión de tornillo porque la longitud de transporte es pequeña.

$G_t = S_2 + S_3$ kgf - Tensión de la carga en el tambor de tensión.

$$G_t = 72 + 113$$

$$G_t = 185 \text{ kgf}$$

$$G_t = 181485 \text{ N}$$

$$M_f = \frac{G_t \times 15,25}{2} \text{ kgf} - \text{cm} - \text{momento flector por la tensión.}$$

$$M_{f1} = \frac{185 \times 15,25}{2}$$

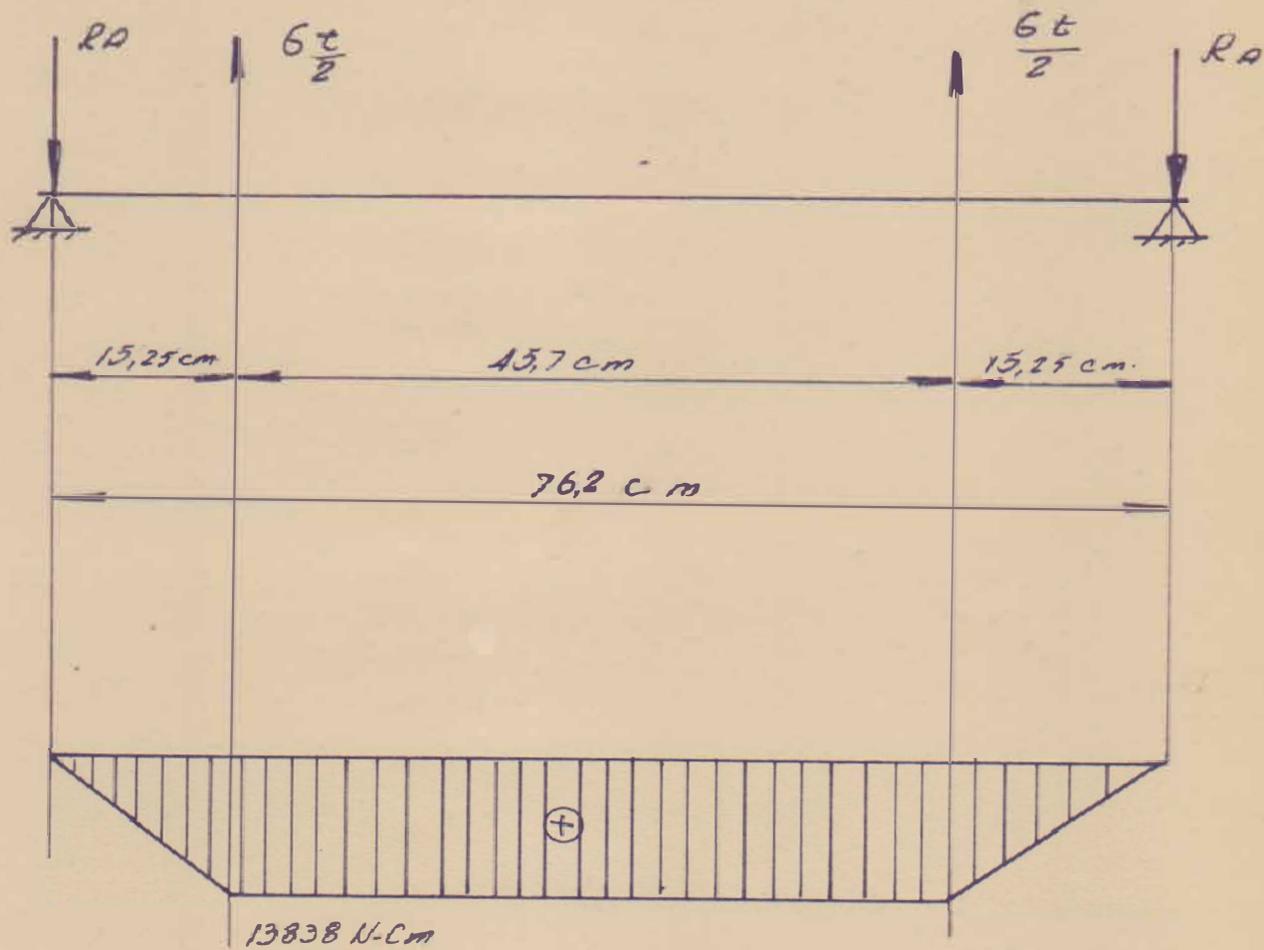
$$M_{f1} = 1410,6 \text{ kgf} - \text{cm}$$

$$M_{f1} = 13838 \text{ N} - \text{cm}$$

Ver gráfico momento flector

$$M_{f2} = \frac{W_p \times 38,1}{2} \text{ kgf} - \text{cm} \text{ momento flector producido por el peso del tambor.}$$

MOMENTO FLECTOR DEL ARBOL DEL TAMBOR DE TENSION
POR LA TRACCION



$$Mf_2 = \frac{60 \times 38,1}{2}$$

$$Mf_2 = 1143 \text{ kgf cm}$$

$$Mf_2 = 11212,8 \text{ N-cm}$$

Ver gráfico momento flector

$$Mf = \sqrt{Mf_1^2 + Mf_2^2}$$

$$Mf = \sqrt{1410,6^2 + 1143^2}$$

$$Mf = 1815,6 \text{ kgf-cm}$$

$$Mf = 17811 \text{ N-cm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{Mf}{0,1 [\sigma]_f}}$$

$$[\sigma]_f = 580 \text{ kgf/cm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{1815,6}{0,1 \times 580}}$$

$$d = 3,2 \text{ cm}$$

Como los dos tambores tienen el mismo diámetro se utiliza un eje $d = 35 \text{ mm}$

Selección del rodamiento

$$n = 7,6 \text{ rev./min.}$$

$$L_h = 16000 \text{ horas}$$

$$\frac{C}{P} = 2,12$$

$$C = 2,12 \times P$$

$$C = 392,2 \text{ kgf}$$

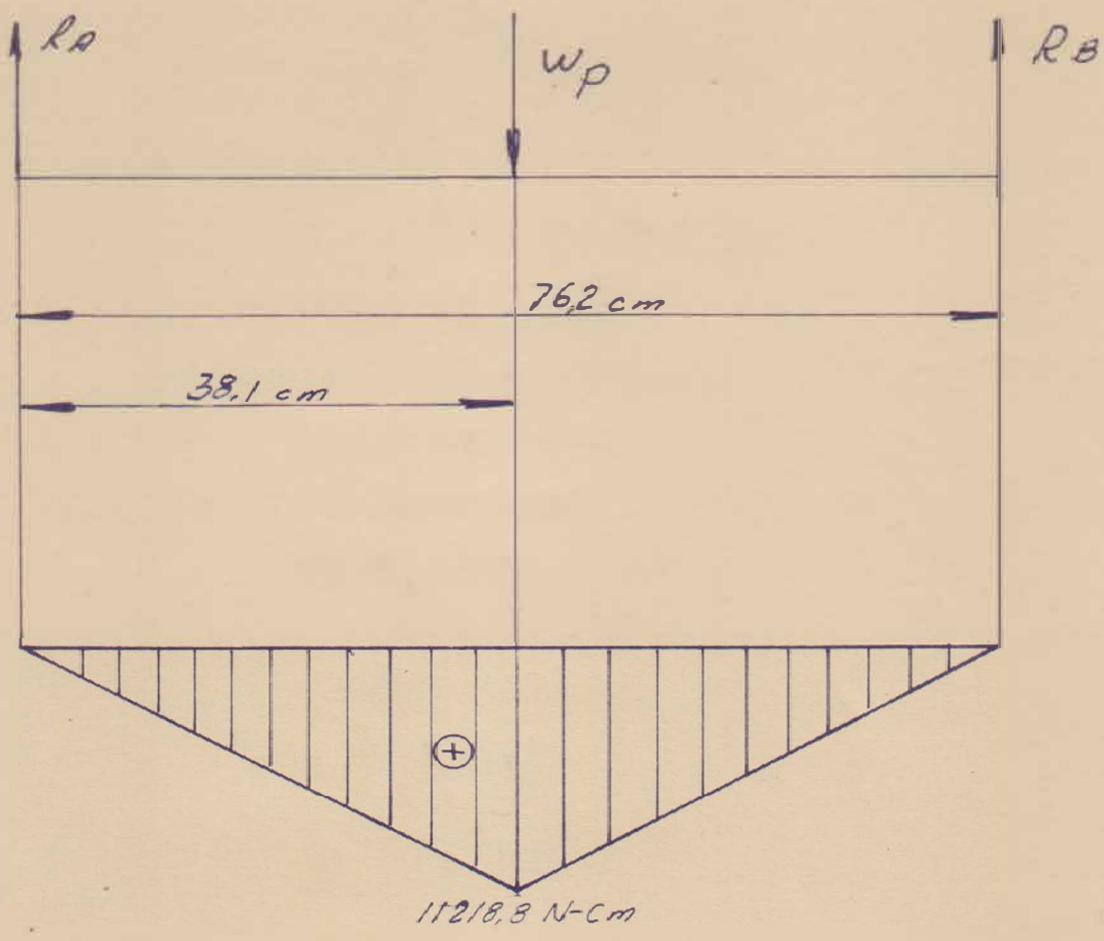
Se selecciona rodamiento de dos hileras de bola

SKF No. 1208K+H208 y pedestal S-508.

2.4.18. Cálculo de la cadena.

Se halla la relación de transmisión i de la cadena por la siguiente fórmula:

MOMENTO FLECTOR DEL ARBOL DEL TAMBOR
DE TENSION POR EL PESO DEL TAMBOR



$$i = \frac{\text{Velocidad del eje motriz}}{\text{Velocidad del eje conducido}}$$

$$i = \frac{28,5}{7,6}$$

$$i = 3,75$$

De la tabla No. 5 pag. 13

Se escoje $i_c = 3,62$

Para esa relación de transmisión el piñón tiene $Z_1 = 21$ diente y la catalina $Z_2 = 76$ dientes.

De la tabla No. 6 pag. 14 se escoje un factor de selección (fs) para piñón $Z_1 = 21$ con carga medianamente impulsiva $f_s = 1,4$.

Determinamos la potencia efectiva N_e .

$$N_e = f_s N_m$$

$$N_e = 1,4 \times 1,1$$

$$N_e = 1,54 \text{ kw}$$

Según gráfico de la figura 3 pag. 16 y por la intersección de la velocidad del piñón, con la potencia efectiva nos da que se encuentra en el área E₁ y por tabla No. 8 pag. 17 esa área corresponde a la cadena RC-80 de peso (p) = 25,4 mm de tipo simple.

Por la tabla 1-2 pag. 41 de la norma NC-07-09 encontramos las dimensiones de las ruedas para esta cadena; siendo las siguientes:

Piñón: 21 dientes

Diámetro interior normal: 30 mm

Diámetro interior máximo: 86 mm

Piñón: 76 dientes

Diámetro interior normal: 35 mm

Diámetro interior máxima: 83 mm

La distancia entre centro mínima (A_{min}) entre los ejes de una transmisión por cadena debe elegirse de acuerdo con la transmisión de manera que el arco de contacto en el piñón no ser menos de 120° .

Para ic 3

$$A_{min} = \frac{a + ic}{20} (da_1 + da_2) \text{ mm}$$

da_1 y da_2 - Diámetro de cabeza de las ruedas de transmisión.

$$da_1 = 183 \quad da_2 = 628$$

$$A_{min} = \frac{9 + 3,62}{20} (183 + 628)$$

$$A_{min} = 511,7 \text{ mm}$$

Para la cadena RC-80 de paso 25,4 mm se recomienda la distancia entre centro $C=1067$ mm

Longitud de paso de la cadena (L)

$$L = 2\left(\frac{C}{P}\right) + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{KP}{3} + Y$$

$K = 65,88$ - Factor que depende de la diferencia entre Z_2 y Z_1 y se halla por la tabla No.

10 pag. 24.

$$L = 2\left(\frac{1067}{25,4}\right) + \frac{21 + 76}{2} + \frac{65,88 \times 25,4}{1067} + Y$$

$$L = 134,08 + Y$$

$$Y = 1,92$$

$$L = 134,08 + 1,92$$

$$L = 136 \text{ eslabones}$$

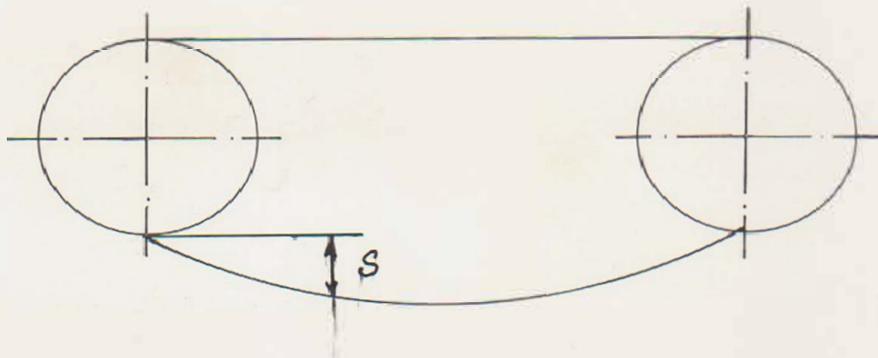
Hallamos una nueva distancia entre centro (a)

$$a = C + \frac{YP}{2\left(\frac{2C}{P}\right) + Y} \left(L - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) \text{ mm}$$

$$a = 1067 + \frac{1,92 \times 25,4}{2\left(\frac{2 \times 1067}{25,4}\right) + 1,92} \left(136 - \frac{21 + 76}{2} \right)$$

$$a = 1116,65 \text{ mm}$$

Flojedad de la tensión lateral y flexión en la cadena (S).



$$S = 0,375 a y p \text{ mm}$$

$$S = 0,375 \times 1116,65 \times 25,4$$

$$S = 142,9 \text{ mm}$$

2.4.19. Cálculo del acoplamiento del motor al reductor.

Para este cálculo se determina el factor de servicio (fs) por tabla 4 pag. 5.

$$fs = 1$$

Se calcula la potencia básica (P)

$$P = hp \times fs \times "K" \quad Kw$$

$K = 0,118$ - Factor que se determina por la tabla 1 pag. 3.

$$P = 1,47 \times 1 \times 0,118$$

$P = 0,174 \text{ HP}$

$P = 0,130 \text{ kw}$

De la tabla de dimensiones de la pag. 6 el tamaño del acoplamiento es 3F.

El cálculo del acoplamiento se realizó por el catálogo de mecánica FALK. Boletín 431.

III. Peso de los materiales y equipos fundamenta-
les para construcción de los dos transporta-
dores.

III. PESO DE LOS MATERIALES Y EQUIPOS FUNDAMENTALES PARA LA CONSTRUCCION DE LOS DOS TRANSPORTADORES.

<u>No.</u>	<u>Descripción</u>	<u>Peso en Kg</u>
1	Rodillo superior	378
2	Rodillo inferior	94,9
3	Tambor de transmisión	110
4	Tambor de tensión	110
5	Motor	84
6	Reductor	344
7	Plancha de acero 3mm	700
8	Plancha de acero galv. 0,8mm	440
9	Angular 50 x 50	151
10	Viga 80mm	538
11	Otros materiales no considerados	500
		<u>3449,9 kg</u>

IV. Cálculo económico.

IV. CALCULO ECONOMICO.

El sistema actual de descarga del horno de calcinación No. 1 es por medio de transportadores vibrátiles, que los mismos presentan constante averías por roturas de las excéntricas, muelles y suspensiones al descargar el horno el mineral por encima de la granulometría establecida en el proceso lo que trae como consecuencia tener que cortar el flujo de descarga del horno para acometer dicha reparación en condiciones difíciles por la ubicación y temperatura ambiental haciendo el trabajo más lento que en condiciones normales; produciéndose pérdidas que según datos recopilados asciendan en el período que dicho transportador trabaja a 3,8t de óxido de níquel, producto final valorado en 13197,4 pesos.

4.1. Valor de los materiales y equipos de la instalación.

<u>No.</u>	<u>Descripción</u>	<u>Cant.</u>	<u>Unidad de Medida</u>	<u>Costo Unit.</u>	<u>Costo Total</u>
1	Banda de goma 400mm de capas	71	m	6,48	406,08
2	Tambor de transmisión Ø300mm	2	u	53,00	106,00
3	Tambor de tensión Ø300mm	2	u	47,00	94,00
4	Eje del tambor de transmisión Ø45mm	2	u	15,80	31,60
5	Ejes del tambor de tensión Ø35mm	2	u	12,30	24,60

<u>No.</u>	<u>Descripción</u>	<u>Cant.</u>	<u>Unidad de Medida</u>	<u>Costo Unitario</u>	<u>Costo Total</u>
6	Pedestales S-508 SKF	4	u	3,80	12,80
7	Pedestales S-510 SKF	4	u	3,80	14,00
8	Manguitos de fijación H-208 SKF	4	u	1,05	4,20
9	Manguitos de fijación H-210 SKF	4	u	1,20	4,80
10	Rodamientos No. 1208K SKF	4	u	3,15	12,60
11	Rodamiento No. 1210K SKF	4	u	3,55	14,20
12	Rodillos de apoyo superior triple \varnothing 102mm	27	u	17,30	167,10
13	Rodillos rectos \varnothing 102mm	13	u	14,59	189,57
14	Piñón de la cadena Z=21	2	u	51,75	103,50
15	Catalina Z=76	2	u	72,80	145,60
16	Acoplamiento Zig Zat 3F	2	u	25,58	51,16
17	Motor 1,1kw 900 rev./min.	2	u	105,00	110,00
18	Reductor FM-250 1,6 kw	2	u	390,00	780,00

OBRA: DESCARBA H. CALCIN. NO.1
 AS/00/00 CIVI

OBJETO: CAVIL
 PRESUPUESTO:
 ESPECIALIDAD:
 ELABORADO POR: JOSE VERDECIA B.
 REVISADO POR:

PAGE NO: 00001

PRESUPUESTO POR ETAPAS

CODIGO	DESCRIPCION DEL RENGLON VARIANTE	U/M	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	COSTO DIRECTO	PESO KG UNITARIO	PESO KG
01	MOVIMIENTO DE TIERRA Y TRABAJOS AUXILIARES		0.000	0.00	0.00	0.00	0.00
011	TRABAJOS PRELIMINARES		0.000	0.00	0.00	0.00	0.00
0114	DEMOLICION DE PAVIMENTO RIGIDO		0.000	0.00	0.00	0.00	0.00
011432	DEMOLICION ELEMENTOS ESTRUCTURALES HORMIGON O/COMPRESOR M3		4.400	7.30	32.12	0.00	0.00
**	SUBTOTAL **				32.12		0.00
04	HORMIGON FUNDIDO IN SITU		0.000	0.00	0.00	0.00	0.00
044	VARIOS		0.000	0.00	0.00	0.00	0.00
0447	TERMINACION DE SUPERFICIE DE HORMIGON A FROTA GRUESA		0.000	0.00	0.00	0.00	0.00
044711	TERMINACION DE SUPERFICIE DE HORMIGON A FROTA GRUESA M2		5.000	0.16	0.80	0.00	0.00
**	SUBTOTAL **				0.80		0.00
20	MONTAJE DE EQUIPOS DINAMICOS		0.000	0.00	0.00	0.00	0.00
204	EQUIPOS DE TRANSPORTE E IZAJE		0.000	0.00	0.00	0.00	0.00
2041	TRANSP.CADENA Y TABL.NO COMP. PESO=<5TM H=<18ML MRS		0.000	0.00	0.00	0.00	0.00
204120	TRANSP DE BANDA NO COMP.PESO=<0,5TM H=<18MLMRS		3.500	180.53	631.95	0.00	0.00
**	SUBTOTAL **				631.95		0.00
**	TOTAL **				664.77		0.00

PRESUPUESTO BASICO - RESUMEN:

*****FORMULA TIPICA*****

1-Materiales:					
2-Mano de Obra:					
3-Usa de equipos:					
4-Costo Directo:					
5-C.I.Materiales:					
6-C.I.Mano de Obra:					
7-C.I.Equipos:					
8-O.C.Co. y Montaje:					
9-Gratas. y Admón.:					
10-Tot.Costos Indirectos:					
11-Costos de Construcción:					
12-Transporte:					
13-Fac.Temporales:					
14-Otros trabajos y gastos:					
15-Posto Total:					
16-Ganancia:					
17-Precios:					
**Completitud					
**Total:					

1.00

539.47

121.29

664.76

0.00

55.64

171.24

35.25

69.47

172.50

837.36

0.00

27.24

827.60

59.14

944.75

26.59

968.34

<u>No.</u>	<u>Descripción</u>	<u>Cant.</u>	<u>Unidad de Medida</u>	<u>Costo Unitario</u>	<u>Costo Total</u>
19	Cadena KC-80 25,4 simple	6,4	m	4,35	27,84
20	Plancha de acero 3mm	26	m ²	4,92	127,92
21	Plancha galvanizada 0,8 mm	70	m ²	1,50	105,00
22	Viga Canal 80mm	77	m	2,09	160,93
23	Angulares 50x50x5	45	m	0,72	32,40
24	Lana de vidrio	50	kg	0,91	45,50
	Total				2925,50

Presupuesto construcción y montaje de la instalación.

4.3. Costo total de la instalación.

<u>Componentes</u>	<u>Valor en pesos</u>
-Equipos	
Equipos de asignación centralizada.	2954,00
Otros suministros.	500,00
-Construcción y montaje	2602,00
Construcción	48,00
Montaje	920,00
Condiciones especiales	434,00
-Otros	600,00
Total	6156,00

4.4. Amortización.

La amortización de estos equipos se realiza por medio de la codificación nacional de Medios Básicos (CNMB) vigente en el país.

El código CNMB por el cual amortiza los transportadores de banda es 496211 que establece una tasa general anual de 11%.

El costo de la instalación es de 6156,00 pesos y la misma será puesta en explotación inmediatamente porque no necesita una asimilación paulatina.

$$\frac{6156,00 \times 11}{100} = 677,16 \text{ pesos - tasa general de amortización anual.}$$

$$\frac{6156,00}{677,16} = 9,09 \text{ años}$$

La vida útil de la instalación es de 9,09 años.

I. S. M- M.

TRABAJO DE DIPLOMA

HOJA

FACULTAD METALURGIA-ELECTROMECHANICA

No. _____

V. Medidas de Seguridad Industrial.

V. MEDIDAS DE SEGURIDAD INDUSTRIAL.

Para realizar este trabajo los obreros deben cumplir con las siguientes medidas de seguridad:

- El personal que va a realizar dicho trabajo no comenzará el mismo sin antes haber recibido las orientaciones necesarias para la ejecución del mismo.
- Los obreros deben cumplir las instrucciones de seguridad para su puesto de trabajo.
- Las herramientas manuales con que se va a trabajar debe estar en perfecto estado técnico.
- Es de estricto cumplimiento de los medios de protección individual que requiera dicho trabajo (casco, guantes de amianto, trajes de amianto).
- Si se realizan trabajos de corte y soldadura deberán cumplir la resolución No. 402 del CETSS, que establece:
 - El estado técnico del equipo.
 - Los trabajos deben hacerse con los aislantes necesarios y sin humedad externa.
- Si se realizan trabajos de izaje deben cumplir la resolución No. 403 CETSS que establece:
 - No hacer movimiento bruscos.
 - No subirse encima de la carga.
 - No ponerse debajo de la carga.
 - Deben poner los pestillos de seguridad.
 - Limitar el área de izaje.
 - Designar a un compañero para emitir las señales de izaje.
 - Trabajar correctamente.

CONCLUSIONES.

Después de analizar nuestro trabajo llegamos a las siguientes conclusiones:

- Con el diseño de este sistema de transportadores de banda garantizamos a plenitud el flujo de óxido de níquel desde el horno de calcinación No. 1 hasta las máquinas de sinterizar.
- Eliminamos las averías que se producen por las roturas en el sistema actual de transportadores vibrátiles debido a la rotura de la excéntrica, gomas, muelles y tupición.
- Proporcionamos mejores condiciones de trabajo al personal de mantenimiento y reparación de la instalación.
- Aumento de la capacidad y eficiencia de transporte por lo que las pérdidas de producto final serán mínimas.

Hemos comprobado que los transportadores de banda son los equipos ideales para el transporte de mineral a diferentes distancias, con poco consumo de energía, alta productividad y poco personal en la operación y mantenimiento.

Por lo que representa para la economía de nuestro país, evitar pérdidas en cualquier proceso de producción y en especial en el producto final como el óxido de níquel uno de los principales renglones exportables, consideramos que este trabajo es de plena aplicación en la práctica.

RECOMENDACIONES.

- Sustituir el actual sistema de transportadores vibrátiles por el sistema transportadores de banda propuesto.
- La unión de los extremos de la banda debe ser vulcanizada.
- El montaje de un techo protector de la banda.
- Cumplimiento estricto de las medidas de seguridad, dictadas para el montaje, mantenimiento y reparación de la instalación.

B I B L I O G R A F I A .

- V.S. Shubin C. Pedre: Diseño de maquinaria industrial (D.M.I.)
Tomo III. Editorial pueblo y educación.
- V.I. Diakov: Modelo de cálculo de equipos eléctricos. Editorial "Escuela Superior" Moscú.
- Instituto GUIPRONIQUEL: Catálogo de electromotores.
- Catálogo cojinetes de rodamientos SKF.
- Catálogo Hewitt Robins: Transportadores de banda.
- Catálogo Trelle Borgs Gummifabriks. AB-S-2310L.
- Catálogo mecánica FALK. Boletín 431.
- Inst. Cubano de Normalización, Metrología y Control de la Calidad: Especificación sobre cadenas de rodillos y ruedas dentadas para transmisiones con cadenas de rodillos de paso corto.
Habana 1973.

Zone of interest as shown by
dotted line

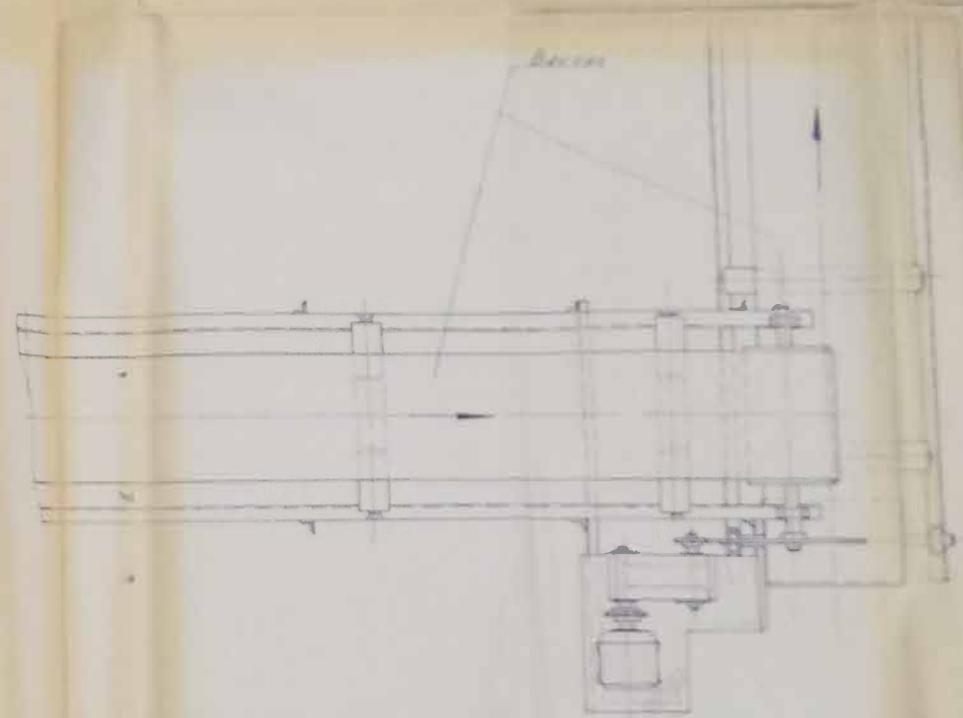
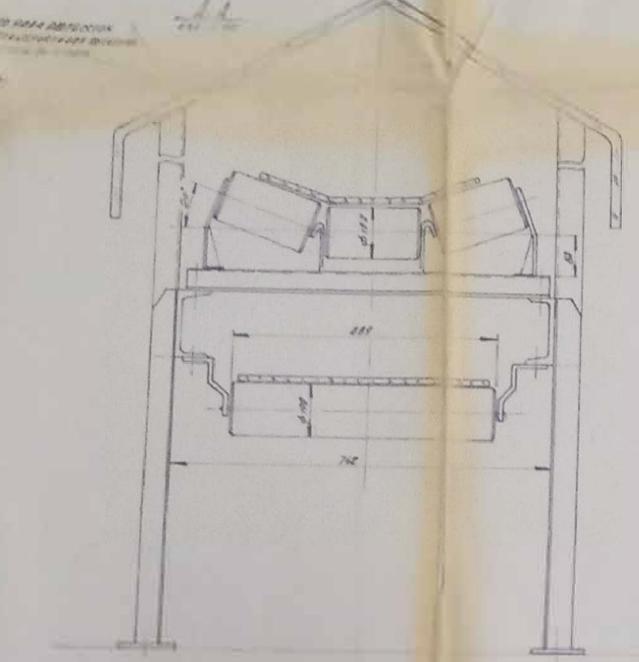
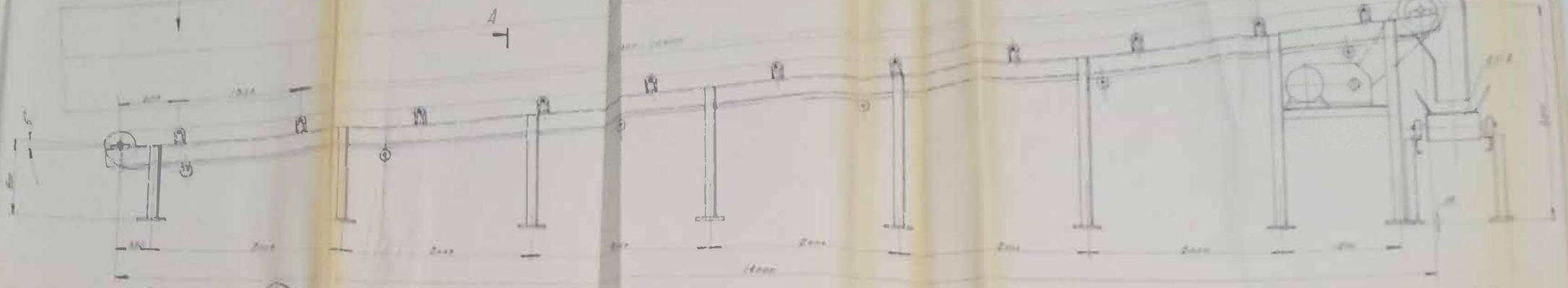
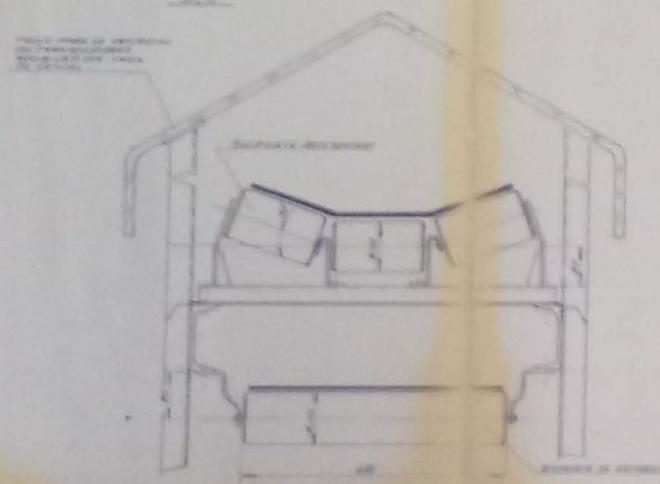
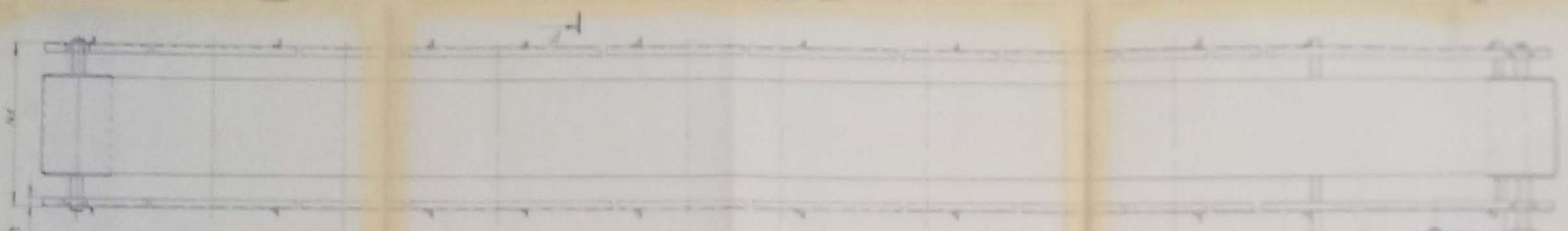
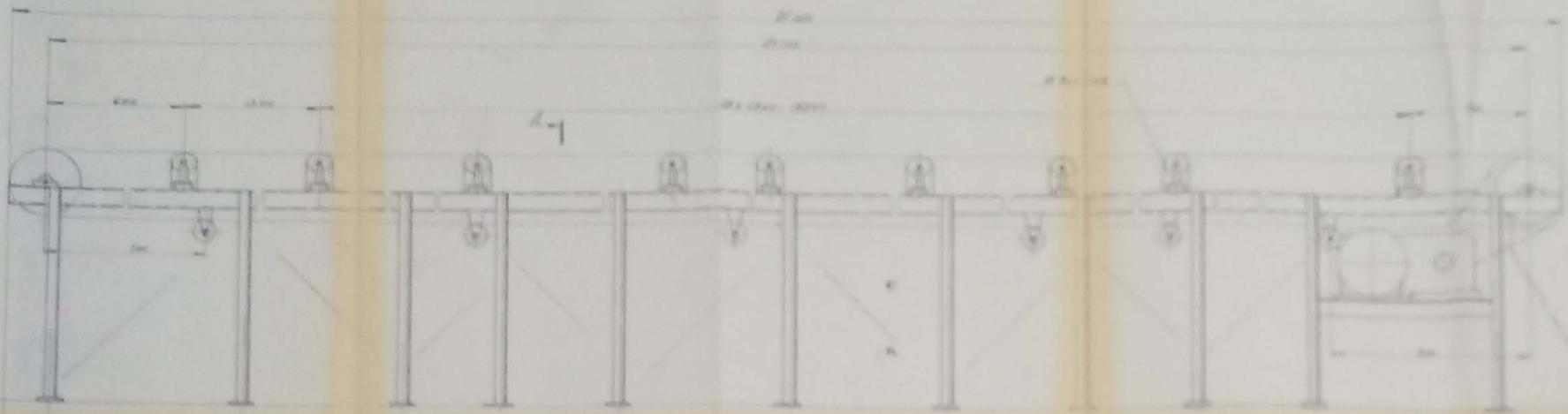
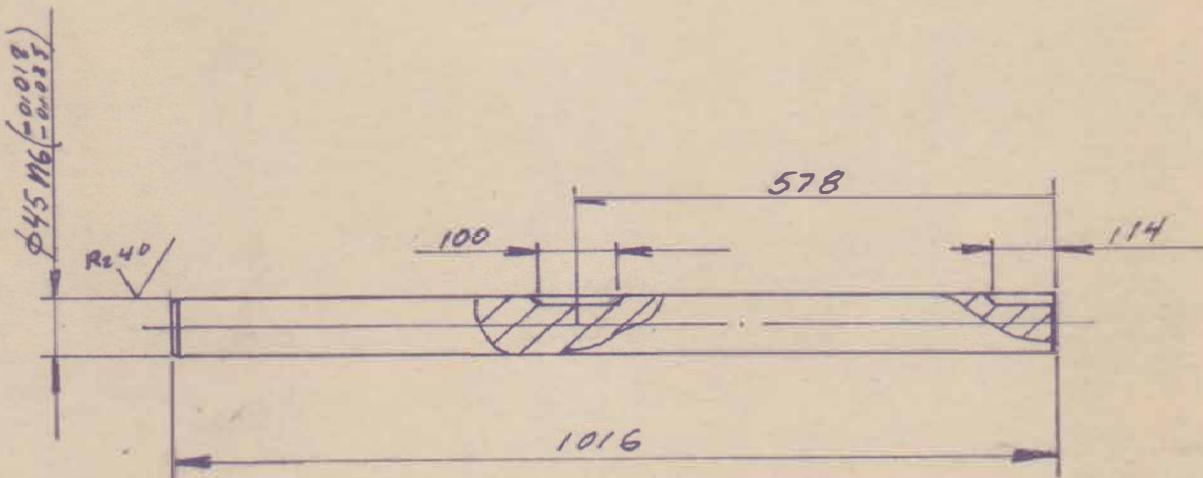
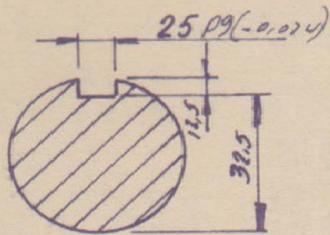


Table of contents	
1	...
2	...
3	...
4	...
5	...
6	...
7	...
8	...
9	...
10	...



Specification	
Material	Steel
Dimensions	As shown
Weight	1000 kg
Notes	See drawing for details



EJE DEL TAMBOR MOTRIZ

Empresa
"CMDTE. RENE RAMOS LATOUR"
Nicaro Holguín

ETAPA DE BLAVORACION

Mod.	Cant.	No. Notif.	Firma	Fecha
Dibujado				
Proyect.				
Revisado				
Cont. Téc.				
Cont. Nor.				
Aprob.				

Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de Hojas

