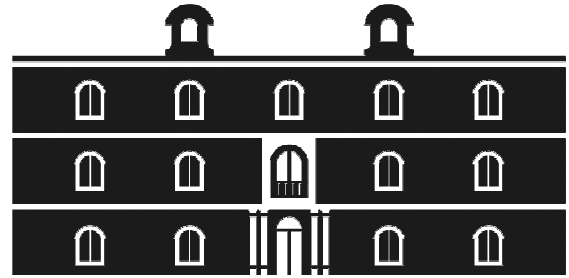




Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales
etsii UPCT

Diseño de un sistema de transporte de áridos desde tolva de alimentación hasta máquina cribadora, incluyendo dos tramos de desplazamiento horizontal y uno de desplazamiento vertical.

Titulación: Ingeniero Técnico Industrial
Intensificación: Mecánica
Alumno: Juan Ingacio Perona Buendía
Director/a/s: D. Miguel Lucas Rodríguez

Cartagena, 24 de Febrero de 2015



ÍNDICE

1. MEMORIA DESCRIPTIVA
 - 1.1. ANTECEDENTES
 - 1.2. OBJETO DEL PROYECTO
 - 1.3. REGLAMENTACIÓN INDUSTRIAL APLICADA
 - 1.4. EMPLAZAMIENTO DE LA INSTALACIÓN
 - 1.5. DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES
 - 1.6. ESTUDIO DE SEGURIDAD Y SALUD
 - 1.7. MEMORIA MEDIOAMBIENTAL
 - 1.8. CONSERVACIÓN Y MANTENIMIENTO
 - 1.9. FORMA DE PAGO DE LAS INSTALACIONES REALIZADAS
 - 1.10. JUSTIFICACIÓN DE PRECIOS ADOPTADOS
 - 1.11. PRESUPUESTO
 - 1.12. AGRADECIMIENTOS
 - 1.13. DOCUMENTOS DE QUE CONSTA ESTE PROYECTO
 - 1.14. CONCLUSIÓN A LA MEMORIA

- A. ANEJOS
 - A.1. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS.



1. – MEMORIA DESCRIPTIVA

1.1.– ANTECEDENTES

A petición del departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior de Ingeniería Industrial de la Universidad Politécnica de Cartagena, para la realización del Proyecto Fin de Carrera dirigido a la obtención del título de Ingeniero Técnico Industrial, se realizará el presente proyecto, dirigido por el profesor del departamento D. Miguel Lucas Rodríguez.

1.2.– OBJETO DEL PROYECTO

El presente proyecto tiene como objeto el diseño de un aparato de manutención continua a granel para una pequeña industria de sales de baño, en la que se requiere un desplazamiento del material en 3 tramos distintos:

- 6 metros de desplazamiento horizontal.
- 3 metros de desplazamiento vertical.
- 3 metros de desplazamiento horizontal, perpendiculares al primer tramo.

Los requerimientos de la industria en cuanto a capacidad de suministro son las siguientes:

- Transporte de 8 toneladas diarias de sal.
- 8 horas de trabajo diario.

El proyecto englobará todos los elementos de la instalación.

1.3.– REGLAMENTACIÓN INDUSTRIAL APLICADA

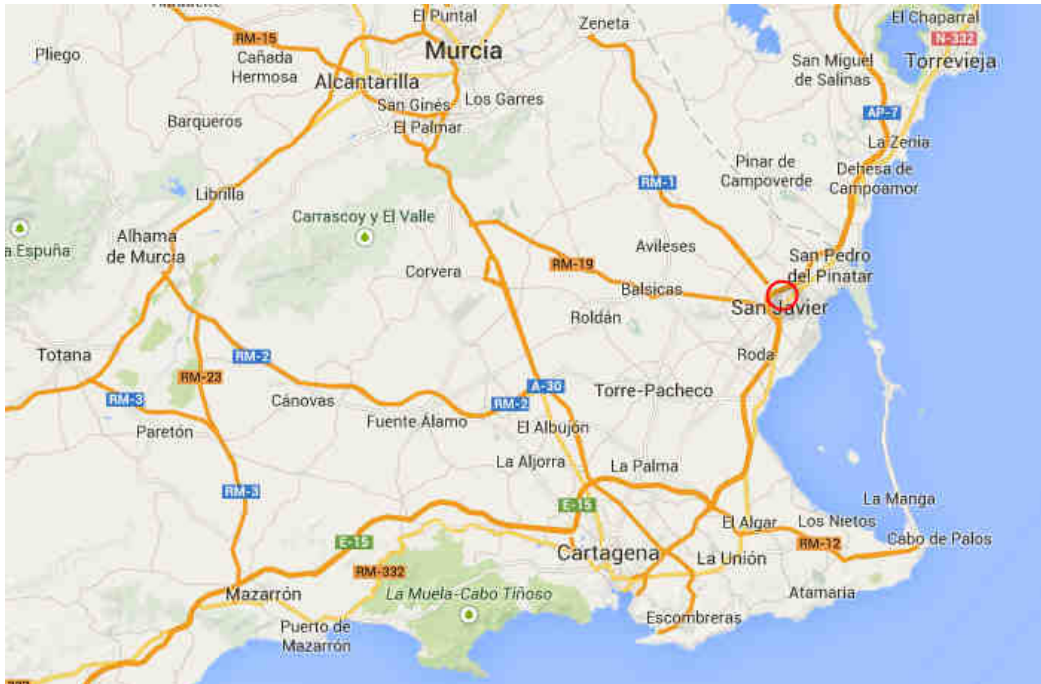
- Contenidos Mínimos de un Proyecto en la Región de Murcia. BORM 4-08-1997
- NTP 89: Cinta Transportadora de Materiales a Granel.
- UNE-58200: Aparatos de Manutención Continua. Terminología de aparatos para cargas a granel.
- UNE-58203: Aparatos de manutención continua. Reglas generales relativas a los aparatos para graneles sólidos o cargas aisladas.
- UNE-58209: Aparatos de manutención continua. Información que se ha de facilitar para solicitar una instalación de manutención continua para productos a granel.
- UNE-58214: Aparatos móviles de manutención continua para productos a granel. Reglas para el cálculo de estructuras de acero.
- UNE-58244: Aparatos de manutención continua. Transportadores de cinta para servicios de carga ligera.
- UNE-EN 620: Equipamiento y sistemas de manutención continua. Requisitos de seguridad y de compatibilidad electromagnética (CEM) para cintas transportadoras fijas para productos a granel.
- DIN-22102: Conveyer belts with textile plies.
- ISO-10247: Conveyer belts. Characteristics of covers. Classification.



1.4.– EMPLAZAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

El emplazamiento de la instalación se encuentra en el Polígono Industrial Los Urreas de San Javier, en la Región de Murcia.

El polígono tiene acceso por la salida 780 de la autovía AP-7 tanto en sentido Alicante como en sentido Cartagena. También accesible desde la autovía RM-19 y RM-1



1.5.– DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES

Las instalaciones objeto de este proyecto forman un sistema de mantenimiento continuo para sales de baño a granel a razón de 8 toneladas diarias, en jornadas de trabajo de 8 horas. Dicho sistema consta de una cinta transportadora que cubre un tramo horizontal de 6 metros en el que se recibe el material a través de una tolva, seguida de un elevador de cangilones para salvar 3 metros de desnivel y, por último, una nueva cinta transportadora para recorrer un tramo horizontal de 3 metros, perpendicular al primero, al final del cual se vierte el material en una tolva de descarga.

El contenido del proyecto engloba todos los elementos constructivos de las cintas transportadoras y del elevador de cangilones, incluyendo las propias cintas, los rodillos de impacto, portantes y de retorno, cangilones, tambores de cabeza y de cola, así como los tres diferentes grupos motor-reductor que mueven los tambores de cabeza.

PRIMER TRAMO HORIZONTAL.

Se opta por una cinta transportadora en este primer tramo por su economía en el transporte de materiales a granel, su sencillo diseño y fácil manejo. Además, a pesar de contar con un mayor número de componentes mecánicos que otras opciones, un correcto mantenimiento evitará cualquier desventaja en este sentido. Se detallan a continuación los distintos componentes de esta cinta y su modo de funcionamiento.



Cinta. Ancho y velocidad.

De acuerdo al volumen requerido y las propiedades del material a transportar, Sales de Epsom (Sulfato de Magnesio Heptahidratado, $MgSO_4 \cdot 7H_2O$), se opta por una cinta DUNLOP SF250/2 de 300 mm de anchura, con 2 mm de recubrimiento superior y 1 mm de recubrimiento inferior de goma natural (NR) en ambos casos, clase H (ISO 10247), con una resistencia a la tracción mínima de 24 N/mm^2 , elongación antes de rotura del 450% y una pérdida máxima por abrasión de 120 mm^3 . La elección de este revestimiento se adecua al bajo poder abrasivo y la baja corrosividad de la Sal de Epsom. La cinta, además, consta de una carcasa de dos capas de fibras sintéticas (Poliéster-Poliamida), cuyo espesor es de 1,5 mm y su resistencia a la tracción nominal de 250 N/mm.

La velocidad a la que se moverá la cinta será de 0,42 m/s, la mínima velocidad normalizada para garantizar el caudal de material requerido.

Rodillos.

Los rodillos portantes, sobre los que discurre la cinta cargada, serán planos de un diámetro de 51 mm y una longitud de 380 mm y dispuestos de uno en uno para un recorrido plano de la cinta. Se opta para ello por los rodillos Rulmeca de la serie MPS1 con ejes de 20 mm de diámetro, una capacidad de carga de 110 daN (a 1 m/s), y una capacidad de giro máxima de 573 r.p.m. Los rodillos portantes estarán dispuestos de forma paralela a una distancia de 500 mm entre ejes, asegurando, junto a la tensión de la cinta, una deflexión máxima del 2%.

Se descarta el transporte con disposición de rodillos en artesa, ya que, si bien esta disposición permite una mayor capacidad de carga, ésta no es necesaria y supondría un mayor coste inicial y de mantenimiento. La cinta plana de 300 mm de anchura proporciona una capacidad de carga de $1,512 \text{ m}^3/\text{h}$ a 0,42 m/s, por lo que, en las condiciones de trabajo habituales, su factor de ocupación será del 60%. Esto provee de suficiente margen para eventuales picos de producción o futuros incrementos de la capacidad productiva.

Un tolván de descarga asegurará el correcto posicionamiento del material a granel en la cinta dejando un margen de 50 mm a cada lado para evitar derramamientos de material, considerado el hecho de que la Sal de Epsom tiene un ángulo de reposo dinámico de 10 grados.

Para los rodillos de retorno, sobre los que viaja la cinta descargada, se utilizará el mismo tipo de rodillos que los mencionados anteriormente ya que, aunque éstos deben soportar una menor carga en el trayecto de retorno, el rodillo elegido es el más pequeño de los diámetros estandarizados por las normas internacionales. La distancia entre ejes de los rodillos de retorno será de 1,5 metros.

Por último, se establecerá un tramo de carga de un metro de longitud, donde se montarán rodillos de impacto que equipan anillos de goma de 89 mm de diámetro exterior y 35 mm de espesor para absorber las fuerzas de impacto ocasionadas por la descarga del material. Para ello se opta por unos rodillos Rulmeca, de la serie Impact MPS1.

Tambores de cabeza y de cola.

El tambor motriz, accionado por un grupo motor-reductor y encargado de transmitir el movimiento a la banda, se ubicará en la cabeza de la cinta transportadora y tendrá un diámetro de 200 mm, una anchura de 400 mm y un eje de 50 mm. El tambor será revestido de goma con dibujo en diamante para un mayor coeficiente de fricción entre la cinta y el propio tambor. El diámetro es seleccionado en función del espesor de la cinta transportadora, su



composición y las tensiones transmitidas por ella, mientras el eje es calculado para soportar los esfuerzos de flexión y torsión requeridos.

El tambor de retorno, en la cola de la cinta transportadora, es de superficie lisa con idénticas dimensiones al tambor de transmisión y, por coherencia constructiva, al ser menos solicitado garantiza un correcto funcionamiento.

El ángulo de contacto de la cinta con ambos tambores será de 180 grados.

Grupo motor-reductor.

La potencia requerida la suministra un grupo motor-reductor de tornillo sin fin de 5,5 kW, alimentado a 400V y 50Hz en conexión triángulo con un $\cos\phi$ 0,72. El reductor de 2 etapas y relación de reducción 24,11, ofrece una velocidad de salida de 40 r.p.m. en eje hueco de 50 mm de diámetro H7 y con chavetero DIN6885.1.

TRAMO VERTICAL.

Para salvar los 3 metros de desnivel requeridos en la instalación, se opta por un elevador de cangilones. Esta opción minimiza la huella en planta, el ruido y las vibraciones.

Se descarta la cinta transportadora en este caso ya que la Sal de Epsom puede ser transportada, debido a su ángulo de sobrecarga y coeficiente de fricción con la banda, con ángulo máximo de inclinación de 16 grados en bandas lisas y no más de 30 grados en cintas con perfiles de hasta 32 mm. Esto supone una proyección horizontal de, al menos, 5,2 metros que no dejaría espacio para el tramo horizontal requerido de 6 metros.

Se detallan a continuación los componentes del elevador y su funcionamiento.

Cangilones.

Se utilizarán cangilones tipo DIN 15231, adecuado para cargas granuladas ligeras, de 80 mm de anchura, 75 mm de profundidad y 67 mm de altura, con una capacidad máxima de carga de 0,1 litros. El cangilón está fabricado en acero dulce (DIN 1.4301).

Los cangilones estarán dispuestos en la cinta a una distancia de 70 mm unos de otros, adecuada para carga directa y descarga por gravedad.

En las condiciones de trabajo normales, el grado de carga será del 42%, dejando suficiente margen para picos de trabajo o incrementos futuros de la producción.

La velocidad lineal de desplazamiento de la cinta y los cangilones será de 0,42 m/s, la mínima velocidad estandarizada.

Cinta.

La cinta a la que irán unidos mediante unión roscada los cangilones, será de 150 mm de anchura, con 2 mm de recubrimiento superior y 1 mm de recubrimiento inferior de goma natural (NR) en ambos casos, clase H (ISO 10247), con una resistencia a la tracción mínima de 24 N/mm², elongación antes de rotura del 450% y una pérdida máxima por abrasión de 120 mm³. La cinta, además, consta de una carcasa de tres capas de fibras sintéticas (Poliéster-Poliamida), cuyo espesor es de 2,7 mm y su resistencia a la tracción nominal de 200 N/mm.

Tambores de cabeza y de cola.

El tambor motriz, accionado por grupo un motor-reductor y encargado de transmitir el movimiento a la banda, se ubicará en la parte superior del elevador y tendrá un diámetro de



300 mm, una anchura de 160 mm y un eje de 40 mm. El tambor será revestido de goma con dibujo en diamante para un mayor coeficiente de fricción entre la cinta y el propio tambor. El diámetro es seleccionado en función del espesor de la cinta transportadora, su composición y las tensiones transmitidas por ella, mientras el eje es calculado para soportar los esfuerzos de flexión y torsión requeridos.

El tambor de retorno, en la cola de la cinta transportadora, es de superficie lisa con idénticas dimensiones al tambor de transmisión y, por coherencia constructiva, al ser menos solicitado garantiza un correcto funcionamiento.

Grupo motor-reductor.

La potencia requerida la suministra un grupo motor-reductor de tornillo sin fin de 1,5 kW, alimentado a 400V y 50Hz en conexión estrella con un $\cos\phi$ 0,80. El reductor de 2 etapas y relación de reducción 52,50, ofrece una velocidad de salida de 27 r.p.m. en eje hueco de 40 mm de diámetro H7 y con chavetero DIN6885.1.

SEGUNDO TRAMO HORIZONTAL.

Se trata de un tramo idéntico al primero descrito, con la salvedad de que la distancia entre ejes es de 4 metros. Por lo tanto, se opta por una cinta transportadora con los mismos elementos y mismas dimensiones descritas para el primer tramo. Por coherencia constructiva, estos elementos serán válidos en unas condiciones más favorables.

BASTIDORES

Las estructuras que soportan respectivamente ambas cintas transportadoras y el elevador de cangilones, serán montadas con perfiles cuadrados huecos de acero DD11 (EN10111:2008), con unas dimensiones de 50 x 50 mm y 2 mm de espesor de pared.

En las cintas transportadoras, los rodillos irán sostenidos en perfiles en L de 2 mm de espesor de acero DD11 (EN10111:2008).

La disposición de la estructura se detalla en el capítulo de planos y en el anejo a esta memoria se encuentran los cálculos justificativos.

CUADRO DE CONTROL Y POTENCIA.

El sector de potencia del cuadro dispondrá de un interruptor general automático magneto-térmico de 3 polos y amperaje nominal de 32 Amperios con curva característica de actuación tipo C. Para cada motor, un contactor de 3 polos y 16 Amperios con bobina de alimentación a 230V y 50 Hz. Los dos motores de 5,5kW irán protegidos contra eventuales sobrecargas por sendos relés térmicos de rango ajustable de 12 a 16 Amperios, clase 10 y con 2 contactos auxiliares (1 normal abierto y 1 normal cerrado). El motor de 1,5 kW se protegerá con un relé térmico de rango ajustable de 2,4 a 4 Amperios, clase 10 y con dos contactos auxiliares (1 normal abierto y 1 normal cerrado).

La conexión de todos estos elementos se detalla en la figura 1.

La maniobra de arranque y parada se efectuará mediante un interruptor normalmente abierto. La activación de éste propiciará el arranque en cascada de los 3 motores que mueven respectivamente las cintas de transporte y el elevador de cangilones. Se dispondrán 3 botones para inhibir el arranque de cualquiera de los tres motores si fuera necesario. La secuencia de



funcionamiento se resuelve mediante lógica cableada (contactores y relés) junto a un micro PLC (SIEMENS Logo!) programado para tal fin.

El cuadro de mandos contará, además, con 3 pilotos verdes, que indicarán respectivamente el estado de funcionamiento de los motores, y con 3 pilotos rojos que indicarán la parada por sobrecarga de cada uno de los motores.

El sistema contará con dos paradas de emergencia, una en el propio cuadro y otra fuera.

Esquema eléctrico de control y potencia:

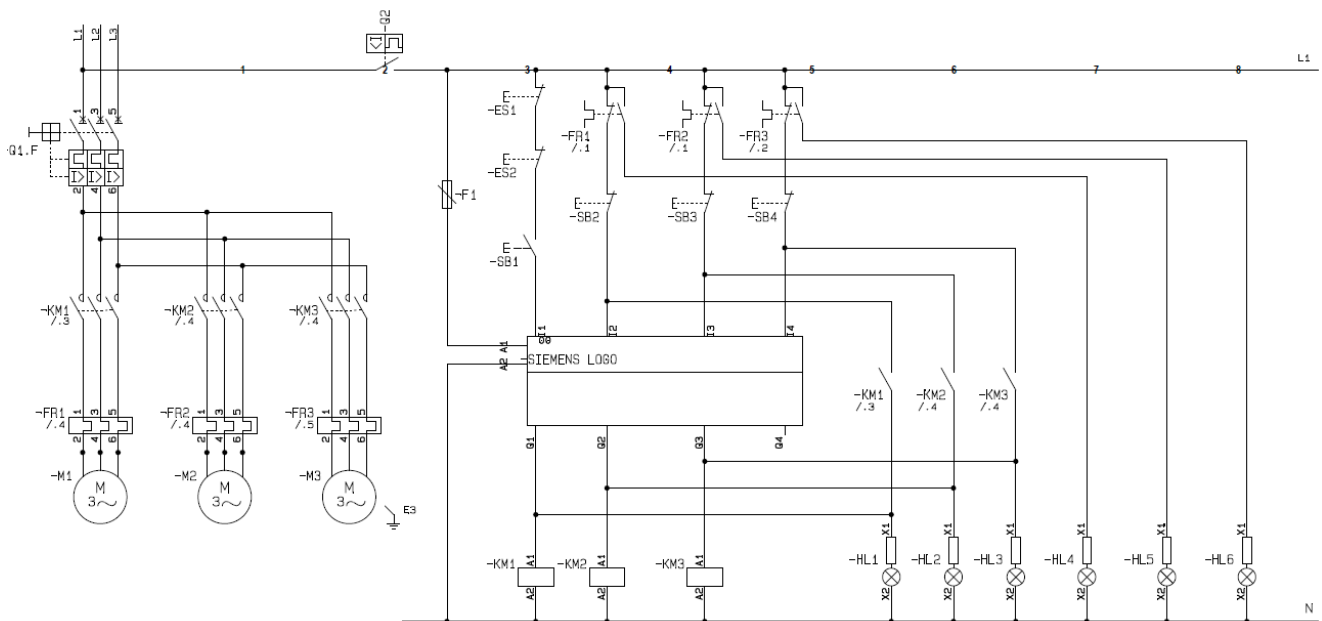
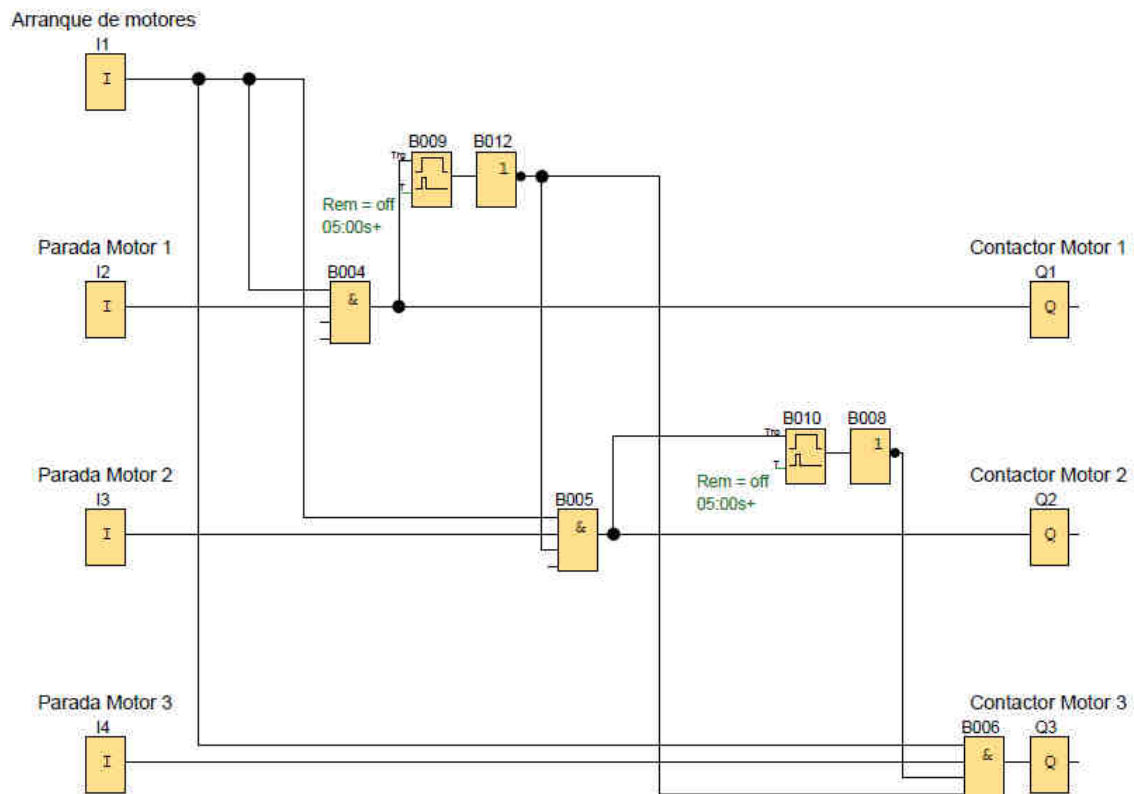




Diagrama de bloques programado para el micro PLC Siemens Logo!



1.6.– ESTUDIO DE SEGURIDAD Y SALUD

De acuerdo con lo prescrito en el Reglamento de Seguridad e Higiene en el trabajo, las obras objeto de proyecto satisfarán todas las medidas de seguridad e higiene en beneficio del personal que haya de realizar su trabajo para la consecución de la misma.

CONDICIONES TÉCNICAS

En aplicación del Estudio de Seguridad e Higiene en el Trabajo, el contratista de la obra quedará obligado a elaborar un Plan de Seguridad e Higiene en el que se analice, estudie, desarrolle y complemente en función de su propio sistema de ejecución, las obras y las previsiones contenidas en el citado estudio. El plan de seguridad deberá ser presentado antes del inicio de la obra a la Dirección Técnica encargada de su aprobación y seguimiento. Una copia deberá ser entregada al vigilante de seguridad.

Las funciones del vigilante de seguridad serán las establecidas por la Ordenanza de Seguridad e Higiene en el Trabajo. Es el responsable del cumplimiento del Plan de Seguridad.

PROTECCIONES PERSONALES

Los medios de protección personal, simultáneos con los colectivos, son de obligado empleo, siempre que se precisen para eliminar o reducir riesgos profesionales. La protección personal no dispensa en ningún caso de la obligación de emplear los medios preventivos de



carácter general, conforme a lo dispuesto por la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

Todas la prendas homologadas deberán llevar el sello reglamentario.

CONDICIONES EN LA EJECUCIÓN DE LA OBRA

Durante el proceso en el que se esté realizando la obra, la ejecución de la misma se realizará cumpliendo de manera obligatoria la Ley de Prevención de Riesgos Laborales.

1.7.– MEMORIA MEDIOAMBIENTAL

En el presente proyecto se seguirá la legislación ambiental vigente y que regula todos los aspectos relacionados con el medioambiente en España y Región de Murcia.

La normativa vigente en España es la siguiente:

- Real Decreto Legislativo 1/2008, de 11 de enero, por el que se aprueba el texto refundido de la Ley de Evaluación de Impacto Ambiental de proyectos:
Esta Ley tiene por objeto establecer el régimen jurídico aplicable a la evaluación de impacto ambiental de proyectos consistentes en la realización de obras, instalaciones, etc.

La normativa vigente en la Región de Murcia es la siguiente:

- Ley 4/2009, de 14 de mayo, de Protección Ambiental Integrada.
La presente Ley tiene por objeto establecer el régimen jurídico y los procedimientos integrados de intervención administrativa a los que deben sujetarse los planes, programas, proyectos y actividades que puedan afectar al medio ambiente, así como diversos mecanismos de fomento, con la finalidad de alcanzar un elevado nivel de protección del medio ambiente en el marco de las competencias de la Comunidad Autónoma de la Región de Murcia.

Por tanto, en relación con temas medioambientales, el presente proyecto respetará la legislación expuesta y se ajustará a las exigencias que ellas exponen.

1.8.– CONSERVACIÓN Y MANTENIMIENTO

Antes de la puesta en servicio se realizarán todas las inspecciones y ensayos indicados en la norma UNE-EN 620:2002

La conservación y mantenimiento del proyecto una vez entregado al propietario, corresponderá a éste, debiendo contratar los servicios de revisión y mantenimiento a una empresa homologada para tal labor y comprometerse a respetar y cumplir sus indicaciones.

1.9.– FORMA DE PAGO DE LAS INSTALACIONES REALIZADAS

El pago se realizará por ejecución por contrata.



1.10. – JUSTIFICACIÓN DE PRECIOS ADOPTADOS

Los precios adoptados han sido obtenidos de los catálogos facilitados por los fabricantes de los distintos elementos, cuando éstos no sean diseñados. Los elementos diseñados se valorarán por los catálogos de distribuidores del material seleccionado para los distintos diseños, y por los fabricantes de dichos diseños.

En cuanto al precio adoptado para las unidades de obra, se han establecido precios coherentes con el mercado actual para obras similares. Los precios adoptados han de ser satisfactorios para todas las partes.

1.11. – PRESUPUESTO

De acuerdo a los datos del Documento No 4 del presente proyecto, Presupuesto, se tiene:

CAPÍTULO 1	MATERIALES	1.499,09 €
CAPÍTULO 2	TORNILLOS	76,88 €
CAPÍTULO 3	ELEMENTOS CATALOGADO	6.171,43 €
CAPÍTULO 4	MANO DE OBRA	2.150,88 €
	TOTAL	<hr/> 9.898,27 €

Asciende el **Presupuesto de ejecución material** a la cantidad de Nueve Mil Ochocientos Noventa y Ocho Euros con Veintisiete Céntimos.

Presupuesto de ejecución material	9.898,27 €
12% de beneficio industrial	1.187,79 €
	<hr/> 11.086,06 €

Asciende el **Presupuesto de ejecución por contrata** a la cantidad de Once Mil Ochenta y Seis Euros con Seis Céntimos.



1.12. – AGRADECIMIENTOS

Quiero mostrar mi infinita gratitud a todas las personas que en algún momento me alentaron y me ayudaron a llegar hasta aquí.

En especial a mis padres, Juan y Paula, por su inagotable paciencia y su incondicional apoyo. A Pedro Iniesta, por estar de mi lado desde el día uno hasta el último (y por en medio han sido muchos años). Y a Catalina Mendoza, que con su entusiasmo y determinación me empujó hacia adelante en este proyecto, y en la vida también.

1.13. – DOCUMENTOS DE QUE CONSTA ESTE PROYECTO

1. - MEMORIA

1.1. – Memoria Descriptiva

- Anejos

- Anejo N°1: Cálculos Justificativos

2.- PLANOS

3.- PLIEGO DE CONDICIONES

4.- PRESUPUESTO

1.14. – CONCLUSIÓN A LA MEMORIA

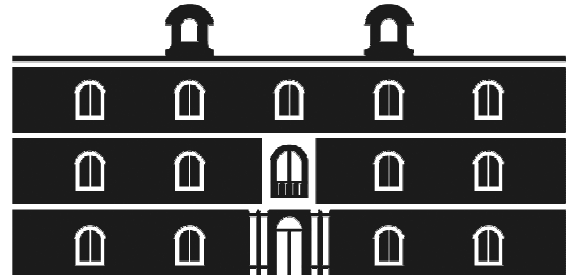
Estimando que para la redacción del proyecto se han tenido en cuenta las prescripciones de la legislación vigente y que de acuerdo con ellas se han cubierto las condiciones impuestas por la especificación entregada por el Departamento de Ingeniería Mecánica, se somete a aprobación por los organismos oficiales, dándolo por terminado.

Juan Ignacio Perona Buendía
Ingeniero Técnico Industrial

Cartagena, 22 de febrero de 2015



Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales

etsii UPCT

ANEJOS



ANEJOS A LA MEMORIA

A.1 –CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

La elección y el diseño de los sistemas de manutención continua en este proyecto están sujetos al volumen de carga requerido y el tipo de material a transportar y sus características como granulometría, composición química y propiedades físicas. También ha sido determinante en el diseño la ruta que debe seguir el material entre la carga y la descarga del mismo.

El sistema, en régimen de trabajo normal, transportará 8 T/día de Sal de Epsom (sulfato de magnesio heptahidratado, $MgSO_4 \cdot 7H_2O$) durante jornadas de 8 horas. Por tanto, el caudal a transportar es:

$$Q_m = 1 \text{ [t/h]}$$

Caudal másico

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} = 0,909 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Caudal volumétrico

PROPIEDADES DEL MATERIAL

Peso específico (ρ). El peso unitario puede estar sujeto a variaciones debido al tamaño del material y a su grado de humedad. En las condiciones de trabajo en las que se desarrolla este proyecto, se determina el peso específico a granel, tal como es alimentado en las cintas transportadoras.

$$\rho = 1,10 \text{ [t/m}^3\text{]}$$

Densidad de material a granel

Granulometría. El tamaño del trozo de material se define por la mayor dimensión del paralelepípedo en el cual se puede inscribir dicho trozo. Los materiales se clasifican desde el punto de vista del tamaño para su transporte en clasificados / uniformes y en no clasificados / no uniformes. Para los materiales clasificados, el tamaño mínimo a considerar será de 2.5 mm. De acuerdo con esta clasificación se seleccionará un ancho de banda mínimo que cumpla estas condiciones (*ver Figura 1.1*). También la selección del tamaño del material influirá en el valor del tamaño de los rodillos de la zona de carga.

$$k = 10 \div 25 \text{ [mm]}$$

Tamaño de grano



Fig. 1.1

Ángulo de reposo (α) y ángulo de sobrecarga (β). El ángulo de reposo de un material, también conocido como ángulo de fricción natural o ángulo de reposo estático, es el en ángulo



al cual el material, amontonado libremente sobre una superficie horizontal, se eleva respecto sobre dicho plano horizontal (Fig. 1.2).

Mientras, el ángulo de sobrecarga, o ángulo de reposo dinámico, es el ángulo medido respecto al plano horizontal de la superficie del material mientras es transportado. (Fig. 1.3)

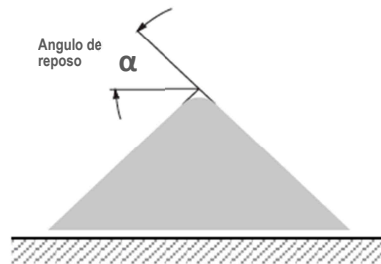


Fig. 1.2

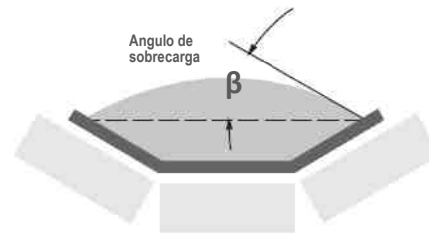


Fig. 1.3

Para la Sal de Epsom, estos valores son los siguientes:

$\alpha = 25^\circ$	Ángulo de reposo
$\beta = 5^\circ$	Ángulo de sobrecarga

Ángulo máximo de ascenso/descenso en cinta transportadora (δ). Es el ángulo bajo el cual el material puede ser transportado sobre la banda sin necesidad de usar bandas especiales (que evitan el deslizamiento del material). Este ángulo máximo de inclinación está determinado por la fricción entre el material y la banda, a diferencia del ángulo de sobrecarga que depende de la fricción interna del material.

El sulfato de magnesio admite un ángulo máximo de inclinación de 16 grados con cinta plana y no más de 30 grados con cinta con perfiles de hasta 32mm. Dado que la instalación objeto de diseño requiere elevar el material a 3 metros, esto supondría una proyección horizontal de al menos 5,2 metros solo con el tramo inclinado, por lo que no habría cabida para el tramo horizontal que está definido en los requerimientos de la instalación.

Por tanto, teniendo en cuenta lo anterior, se opta por un tramo horizontal de 6 metros recorrido por una cinta transportadora, seguido de un tramo totalmente vertical de 3 metros, salvados por un elevador de cangilones.

Abrasividad. Propiedad del material importante en la selección del tipo de recubrimiento y espesor en la cinta transportadora. Los distintos tipos de se clasifican por la norma DIN 22102 [2] en: No abrasivos o muy poco abrasivos, abrasivos o poco abrasivos y muy abrasivos. La sal de Epsom, con un ph 6-7, clasifica como un material no abrasivo.



PRIMER TRAMO. CINTA TRANSPORTADORA

ANCHO Y VELOCIDAD DE CINTA

Para una caudal dado, a mayor velocidad menor será el ancho de cinta necesario para realizar el transporte. Dado que:

$$m_L = \frac{Q_m}{3,6 \times v}$$

Masa lineal del material transportado
[Ec. 1.1]

Donde:

m_G = Masa lineal del material transportado [kg/m]

Q_m = Caudal másico [t/h]

v = Velocidad de la cinta transportadora [m/s]

Un menor ancho de banda implica una estructura de cinta más simple, elementos constructivos de menor tamaño y, en general, menores costes en el conjunto de la infraestructura.

Se preselecciona, por tanto, el menor de los anchos de banda estandarizados por fabricantes y normativa internacional.

Tabla 1.1 – Anchos de cinta estandarizados (mm)

300 - 400 - 500 - 650 - 800 - 1000
1200 - 1400 - 1600 - 1800 - 2000 - 2200

*Fuente: Conveyor Belt Technique, Dunlop

$$B = 300 \text{ mm}$$

Ancho de la cinta seleccionado

La cinta puede ir asentada sobre un rodillo plano o varios rodillos (dos, tres o cinco) dispuestos en artesa. Para un determinado material con un ángulo de reposo dado y un ancho de banda fijo, la disposición en artesa otorgará mayor capacidad de carga. A cambio, una disposición sobre un rodillo simplifica y economiza la instalación.

El volumen de material a transportar justifica la utilización de rodillos planos, dado que, de esta manera, la capacidad de transporte es de 3,6 m³/h a una velocidad de 1 m/s, tal y como se indica en la siguiente tabla

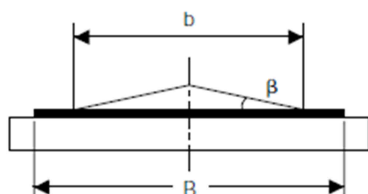


Fig. 1.4

Tabla 1.2 – Caudal Volumétrico

Teórico con rodillos planos $v=1 \text{ m/s}$

Tipo de cinta (mm)	Ángulo de sobrecarga (β)	$Q_{VT} \text{ m}^3/\text{h}$ $\lambda = 0^\circ$
300	5°	3.6
	10°	7.5
	20°	15.4
	25°	20.1
	30°	25.2

*Fuente: Rollers and Components for Bulk Handling, Rulmecca.



Por tanto, dado que la planta proyectada requiere un caudal de $Q_v=0,909 \text{ m}^3/\text{h}$ y el caudal teórico con una cinta de 300 mm de ancho y a 1 m/s de velocidad es de $Q_{vt}=3,6 \text{ m}^3/\text{h}$, se determina que esta configuración satisface las necesidades de la instalación.

Además, para que el grado de ocupación de la cinta no sea excesivamente bajo, se optará por una velocidad lineal menor de entre las velocidades estandarizadas internacionalmente.

Tabla 1.3 – Valores estándar de velocidad (m/s)

Velocidad V(m/s)						
0.42	0.52	0.66	0.84	1.05	1.31	1.68
2.09	2.62	3.35	4.19	5.20	6.60	8.40

*Fuente: Conveyer Belt Technique, Dunlop

$$v = 0,42 \text{ m/s}$$

Velocidad lineal de la cinta

Por lo que queda:

$$Q_v = 0,909 \text{ m}^3/\text{h}$$

Caudal volumétrico real

$$Q_{vt} = 3,6 \cdot 0,42 = 1,512 \text{ m}^3/\text{h}$$

Caudal volumétrico teórico

$$\varphi = 60,1\%$$

Grado de ocupación

DISTANCIA ENTRE RODILLOS

Se distinguen tres tipos de rodillos en la cinta transportadora, con distinto paso entre ellos: Rodillos de impacto, rodillos portantes (sobre los que discurre la cinta cargada) y rodillos de retorno (sobre los que la cinta viaja vacía).

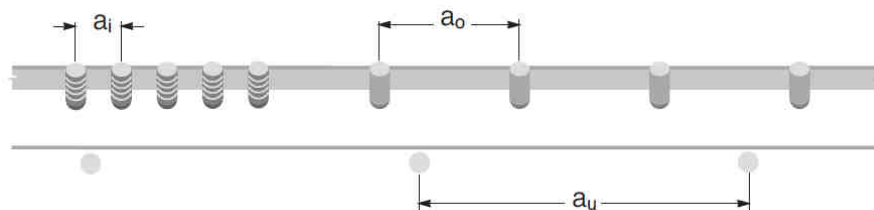


Fig. 1.5

Se establecen a priori, atendiendo a recomendaciones del fabricante, las distintas distancias entre rodillos dependiendo del tipo para posteriormente, una vez conocida la tensión en la cinta, se comprobará la deflexión de la misma entre dos rodillos consecutivos. Ésta no debe ser superior al 2% de la distancia entre centros de los rodillos para evitar excesivas fuerzas de fricción durante el movimiento de la cinta que incrementarían, no solo la potencia consumida, sino también las sollicitaciones sobre los rodillos y, sobre todo, la posibilidad de un prematuro desgarró de la cinta.



$$a_o = 0,5 \text{ m}$$

Distancia entre rodillos portantes

$$a_u = 1,5 \text{ m}$$

Distancia entre rodillos de retorno

$$a_i = 0,25 \text{ m}$$

Distancia entre rodillos de impacto

Tabla 1.4 – Distancia recomendada entre rodillos

Lado portante	
$l_o = 0.5 \text{ a } 1.0 \text{ m}$	Pequeñas instalaciones
$l_o = \text{app. } 1.2 \text{ m}$	Instalaciones normales
$l_o = 1.4 \text{ a } 4.0 \text{ m}$	Instalaciones de elevada tensión
Lado retorno	
$l_u = (2-3) \cdot l_o$	Máximo aprox 6m

*Fuente: Conveyor Belt Technique, Dunlop

ELECCIÓN DE RODILLOS

El diámetro de los rodillos debe asegurar que su velocidad de giro no es superior a las 650 r.p.m., por lo que se seleccionan unos de 51 mm de entre los diámetros normalizados.

Tabla 1.4a – Diámetros estándar de rodillos (mm)

Rodillos portantes	51	63.5	88.9	108	133	159	193.7	219
Rodillos de impacto				156	180	215	250	290
Recorrido de retorno								
Discos de soporte		120	138	150	180	215	250	290

*Fuente: Conveyor Belt Technique, Dunlop

Ec. 1.2 – Velocidad de giro de los rodillos

$$n_R = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_R}$$

(r.p.m.)

$$D_R = 51 \text{ mm}$$

Diámetro de los rodillos

$$n_R = 157 \text{ r. p. m.}$$

Velocidad de giro de los rodillos

La longitud de los rodillos vendrá determinado por el ancho de la cinta, y con ello quedan definidas las dimensiones de los rodillos.

Tabla 1.5 – Longitud estándar L (mm) de rodillos

Ancho cinta B (mm)	Tipo de vaguada				
	Plana	2 rodillos	3 rodillos	Profunda	Guimalda
300	380	200	-	-	-
400	500	250	160	-	-
500	600	315	200	-	-
600	700	340	250	-	-
650	750	380	250	-	-
800	950	465	315	200	165
1000	1150	600	380	250	205
1200	1400	700	465	315	250
1400	1600	800	530	380	290
1600	1800	900	600	465	340
1800	2000	1000	670	530	380
2000	2200	1100	750	600	420
2200	2500	1250	800	640	460

*Fuente: Conveyor Belt Technique, Dunlop



$$L_R = 380 \text{ mm}$$

Longitud de los rodillos

Tabla 1.6 – Características rodillos Rulmeca Series MPS 1 para D=50 mm

Cinta	Rodillos											
Ancho (mm)	Dimensiones (mm)			Masa (kg)		Capacidad de carga (daN)						
arrangements	B	C	A	rotating parts	total	belt speed m/s						
						0.2	0.4	0.6	0.8	1	1.25	
400	160	168	186	0.8	1.1	89	63	51	44	40	35	
300 500	200	208	226	1.0	1.3	89	63	51	44	40	35	
400 650	250	258	276	1.1	1.5	89	63	51	44	40	35	
500 800	315	323	341	1.4	1.8	89	63	51	44	40	35	
300 650 1000	380	388	406	1.6	2.1	89	63	51	44	40	35	
800	465	473	491	1.9	2.6	89	63	51	44	40	35	
400	500	508	526	2.0	2.7	89	63	51	44	40	35	
500 1000	600	608	626	2.4	3.2	89	63	51	44	40	35	
650	750	758	776	2.9	3.9	73	63	51	44	40	35	
800	950	958	976	3.6	4.9	58	58	51	44	40	35	
1000	1150	1158	1176	4.3	5.9	49	49	49	44	40	35	

The indicated load capacity relates to a project working of 10000 hours.

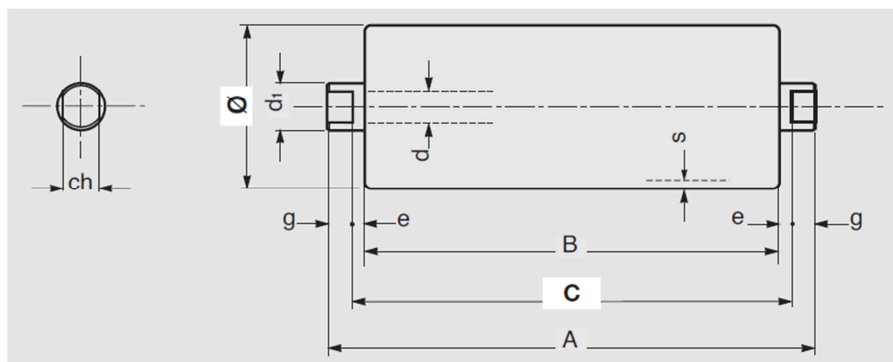


Fig. 1.6

Ø 50 N

Bearing 6202
(15 X 35 X 11)

$d = 15$
 $d_1 = 20$
 $ch = 17^*$
 $s = 3$
 $e = 4$
 $g = 9$



Se ha de determinar la carga soportada por los rodillos portantes y los rodillos de retorno seleccionados, y verificar que cumplen con las exigencias. Es, no obstante, necesario asumir primero el tipo de cinta a utilizar.

Se opta por una cinta Dunlop SF 250/2 con resistencia igual a 250 N/mm, con recubrimiento de goma 2 + 1 mm y un peso de 5,3 kg/m².

Tabla 1.7 – Características de las cintas DUNLOP serie STARFLEX

Tipo de cinta	Espesor carcasa (mm)	Masa carcasa (kg/m ²)	Masa de la cinta m'' _G (kg/m ²) Suma del espesor del recubrimiento (mm)						
			3	4	5	6	8	10	12
SF 250/2	1.5	1.8	5.3	6.4	7.6	8.7	11.0	13.3	15.6
SF 315/2	1.9	1.9	5.4	6.5	7.7	8.8	11.1	13.4	15.7
SF 400/3	2.5	2.9	6.4	7.5	8.7	9.8	12.1	14.4	16.7
SF 500/3	3.0	3.2	6.7	7.8	9.0	10.1	12.4	14.7	17.0
SF 500/4	3.5	4.0	7.5	8.6	9.8	10.9	13.2	15.5	17.8
SF 630/4	4.1	4.4	7.9	9.0	10.2	11.3	13.6	15.9	18.2
SF 800/4	4.6	5.4	8.9	10.0	11.2	12.3	14.6	16.9	19.2
SF 1000/4	5.3	6.1	9.6	10.7	11.9	13.0	15.3	17.6	19.9

*Fuente: Conveyor Belt Technique, Dunlop

$$m''_G = 5,3 \text{ kg/m}^2$$

Peso superficial de la cinta

$$m'_G = 1,59 \text{ kg/m}$$

Peso lineal de la cinta

$$m'_G = m''_G \cdot B = 5,3 \cdot 0,3 = 1,59 \text{ kg/m}$$

Para los rodillos portantes se tiene una carga estática dada por:

$$Ca = a_o \cdot \left(m'_G + \frac{Q_m}{3,6 \cdot v} \right) \cdot 0,981 \text{ [daN]}$$

$$Ca = 1,104 \text{ daN}$$

Carga estática en los rodillos portantes

Multiplicando la carga estática por diferentes factores de trabajo se tiene la carga dinámica soportada por los rodillos.

$$Ca_1 = Ca \cdot Fd \cdot Fs \cdot Fm \text{ [daN]}$$

Donde:

$$Fd = 1 \quad \text{Factor de Impacto (Tabla 1.8)}$$

$$Fs = 1 \quad \text{Factor de Servicio (Tabla 1.9)}$$

$$Fm = 0,9 \quad \text{Factor Ambiente (Tabla 1.10)}$$



Tabla 1.8 – Factor de Impacto F_d

Material lump size	Belt speed m/s						
	2	2.5	3	3.5	4	5	6
0 ÷ 100 mm	1	1	1	1	1	1	1
100 ÷ 150 mm	1.02	1.03	1.05	1.07	1.09	1.13	1.18
150 ÷ 300 mm in layers of fine material	1.04	1.06	1.09	1.12	1.16	1.24	1.33

*Fuente: Rollers and Components for Bulk Handling, Rulmecca.

Tabla 1.9 – Factor de Servicio F_s

Life	F_s
Less than 6 hours per day	0.8
From 6 to 9 hours per day	1.0
From 10 to 16 hours per day	1.1
Over 16 hours per day	1.2

*Fuente: Rollers and Components for Bulk Handling, Rulmecca.

Tabla 1.10 – Factor de Ambiente F_m

Conditions	F_m
Clean and regular maintenance	0.9
Abrasive or corrosive material present	1.0
Very abrasive or corrosive material present	1.1

*Fuente: Rollers and Components for Bulk Handling, Rulmecca.

Consecuentemente:

$$Ca_1 = 1,104 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 = 0,994 \text{ daN}$$

$$Ca_1 = 0,994 \text{ daN}$$

Carga dinámica en los rodillos portantes

En el caso objeto de diseño donde se dispone de un solo rodillo, éste soportará toda la carga. Su factor de participación es 1.

$$ca = Ca_1 \cdot F_p = 0,994 \text{ daN}$$

Carga dinámica en el rodillo central

Tabla 1.11 – Factor de Participación F_p

0°	20°	20°	30°	35°	45°
1,00	0.50	0.60	0.65	0.67	0.72



Se comprueba en la tabla 1.6, de características de los rodillos seleccionados, que la máxima carga soportada por los rodillos a un velocidad de 0,4 m/s es de 63 daN, por lo que se concluye que **los rodillos portantes aguantarán los esfuerzos solicitados**, con un coeficiente de seguridad $\eta_s=63,4$.

Para los rodillos de retorno se tiene que la carga estática viene dada por:

$$Cr = a_u \cdot m'_G \cdot 0,981 \text{ [daN]}$$

$$Cr = 2,340 \text{ daN}$$

Carga estática en los rodillos de retorno

Estos rodillos no han de soportar la carga del material transportado, tan sólo los de la propia cinta, pero la mayor distancia entre ellos hace que cada uno soporte una carga mayor.

Multiplicando la carga estática por diferentes factores de trabajo se tiene la carga dinámica soportada por los rodillos.

$$Cr_1 = Ca \cdot Fd \cdot Fs \cdot Fm \text{ [daN]}$$

Donde:

$$Fd = 1 \quad \text{Factor de Impacto (Tabla 1.8)}$$

$$Fs = 1 \quad \text{Factor de Servicio (Tabla 1.9)}$$

$$Fm = 0,9 \quad \text{Factor Ambiente (Tabla 1.10)}$$

Consecuentemente:

$$Cr_1 = 2,340 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 = 2,106 \text{ daN}$$

$$Cr_1 = 2,106 \text{ daN}$$

Carga dinámica en los rodillos de retorno

Al igual que con los rodillos portantes, se dispone de un solo rodillo plano en el retorno y, por tanto, éste soportará toda la carga. Su factor de participación es 1.

$$cr = Cr_1 \cdot Fp = 2,106 \text{ daN}$$

Carga dinámica en el rodillo central

Se comprueba en la tabla 1.6, de características de los rodillos seleccionados, que la máxima carga soportada por los rodillos a un velocidad de 0,4 m/s es de 63 daN, por lo que se concluye que **los rodillos de retorno aguantarán los esfuerzos solicitados**, con un coeficiente de seguridad $\eta_s=29,9$.



FUERZAS TANGENCIALES Y POTENCIA ABSORBIDA

Se determina la fuerza tangencial total en el diámetro exterior del tambor transmisor del movimiento, que es el más solicitado. Dicha fuerza debe superar todas las resistencias derivadas del movimiento del sistema y es la suma de las siguientes fuerzas:

- Fuerza necesaria para mover la cinta cargada; debe superar las fuerzas de fricción de la cinta con los rodillos portantes, tambores, etc...
- Fuerza necesaria para superar las fuerzas de resistencia al movimiento horizontal.
- Fuerza necesaria para elevar el material a la altura requerida.
- Fuerza necesaria para superar las resistencias secundarias derivadas de los accesorios presentes.

Por tanto, según la norma DIN-22102 esta fuerza viene dada por la expresión:

$$F_U = [L \cdot C_q \cdot f \cdot C_t \cdot (2 m'_G + m'_L + q_{RO} + q_{RU}) \pm (H \cdot m'_L)] \cdot 0,981 \text{ [daN]}$$

Dados:

$D = 51 \text{ mm}$	<i>Diámetro de los rodillos</i>
$f = 0,0155$	<i>Coef. Fricción de partes móviles (Tab. 1.12)</i>
$C_q = 7$	<i>Coeficiente de resistencia fija (Tab. 1.13)</i>
$m'_G = 1,59 \text{ kg/m}$	<i>Peso lineal de la cinta</i>
$C_t = 1$	<i>Coef. Resistencia por temperatura (Tab. 1.14)</i>
$m_{RO} = 2,1 \text{ kg}$	<i>Masa de los rodillos portantes (Tab. 1.6)</i>
$m_{RU} = 2,1 \text{ kg}$	<i>Masa de los rodillos de retorno (Tab. 1.6)</i>

$$q_{RO} = \frac{m_{RO}}{a_o} = \frac{2,1}{0,5} = 4,2 \text{ kg/m} \quad \text{Masa lineal de rodillos portantes}$$

$$q_{RU} = \frac{m_{RU}}{a_u} = \frac{2,1}{1,5} = 1,4 \text{ kg/m} \quad \text{Masa lineal de rodillos de retorno}$$

$$m'_L = \frac{Q_m}{3,6 \cdot v} = \frac{1}{3,6 \cdot 0,42} = 0,661 \text{ kg/m} \quad \text{Masa de la carga transportada}$$

La fuerza total tangencial F_U es dada, también, por la suma algebraica de las fuerzas tangenciales F_a y F_r relativas a la sección portante y de retorno de la cinta respectivamente, por lo que se tiene:

$$F_U = F_a + F_r \text{ [daN]} \quad \text{Fuerza tangencial total}$$

$$F_a = [L \cdot C_q \cdot f \cdot C_t \cdot (m'_G + m'_L + q_{RO}) + H \cdot (m'_G + m'_L)] \cdot 0,981 \text{ [daN]}$$

$$F_a = [7 \cdot 7 \cdot 0,0155 \cdot 1 \cdot (1,59 + 0,661 + 4,2) + 0 \cdot (1,59 + 0,661)] \cdot 0,981$$

$$= 4,807 \text{ daN}$$



$$F_R = [L \cdot C_q \cdot f \cdot C_t \cdot (m'_G + q_{RU}) - H \cdot m'_G] \cdot 0,981 \text{ [daN]}$$

$$F_R = [7 \cdot 7 \cdot 0,0155 \cdot 1 \cdot (1,59 + 1,4) - 0 \cdot 1,59] \cdot 0,981$$

$$= 2,278 \text{ daN}$$

$$F_U = 4,807 + 2,278 = 7,304 \text{ daN}$$

Tabla 1.12 – Coeficiente de fricción de partes móviles *f*

Cinta transportadora horizontal	Velocidad m/s					
	1	2	3	4	5	6
Partes rotatorias y material con fricción estándar	0,0160	0,0165	0,0170	0,0180	0,0200	0,0220
Partes rotatorias y material con alta fricción interna	da 0,023 a 0,027					
Partes rotatorias de una cinta en descenso	da 0,012 a 0,016					

Tabla 1.13 – Coeficiente de resistencia fija *C_q*

Centros (m)	<i>C_q</i>
10	4.5
20	3.2
30	2.6
40	2.2
50	2.1
60	2.0
80	1.8
100	1.7
150	1.5
200	1.4
250	1.3

Tabla 1.14 – Coeficiente de resistencia por temperatura *C_t*

Temperatura °C	+ 20°	+ 10°	0	- 10°	- 20°	- 30°
Factor <i>C_t</i>	1	1,01	1,04	1,10	1,16	1,27



De la fuerza tangencial total en el diámetro exterior del tambor transmisor, la velocidad de la cinta y la eficiencia del grupo reductor (que se estimará en $\eta=0,8$), se calcula la potencia mínima necesaria en el motor eléctrico.

$$P_{\min} = \frac{F_u \cdot v}{\eta} \text{ [kW]}$$

*Potencia mínima requerida
en el motor eléctrico*

$$P_{\min} = \frac{7,034 \cdot 0,42}{0,8} = 3,69 \text{ [kW]}$$

En consecuencia, de las potencias nominales estandarizadas en motores eléctricos, se opta por un motor de 5,5 kW.

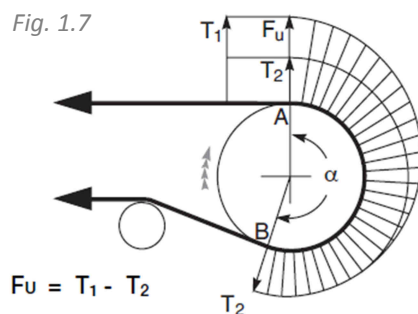
$$P = 5,5 \text{ kW}$$

*Potencia nominal
del motor*

CALCULO DE TENSIONES EN LA CINTA

Tensiones T_1 y T_2

La fuerza tangencial total F_u en la circunferencia del tambor transmisor se corresponde con la diferencia entre la tensión T_1 (lado de entrada) y T_2 (lado de salida). De éstas se deriva el par necesario para comenzar a mover la cinta y transmitir la potencia requerida.



La relación entre T_1 y T_2 puede ser expresada a su vez como:

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

Donde:

μ – Coeficiente de rozamiento entre cinta y tambor

α – Ángulo de arrollamiento de la cinta sobre el tambor



Considerando un factor de arrollamiento dado por:

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

Se tiene que

$$T_2 = F_U \cdot C_w$$

Tabla 1.15 – Coeficiente de arrollamiento C_w

Tipo de transmisión	Ángulo de arrollamiento α	contrapeso		tomillo tensor	
		polea con revestimiento	polea sin revestimiento	polea con revestimiento	polea sin revestimiento
	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
	200°	0.72	0.42	1.00	0.75
	210°	0.66	0.38	0.95	0.70
	220°	0.62	0.35	0.90	0.65
	240°	0.54	0.30	0.80	0.60

Por tanto

$$T_2 = 7,034 \cdot 0,8 = 5,628 \text{ daN}$$

$$T_1 = 7,034 + 5,628 = 12,662 \text{ daN}$$

Tensión T_3

La tensión T_3 que se genera en el lado destensado del tambor de cola (fig. 1.8) es dada por la suma algebraica de la tensión T_2 y las fuerzas tangenciales F_r en el retorno de la cinta.



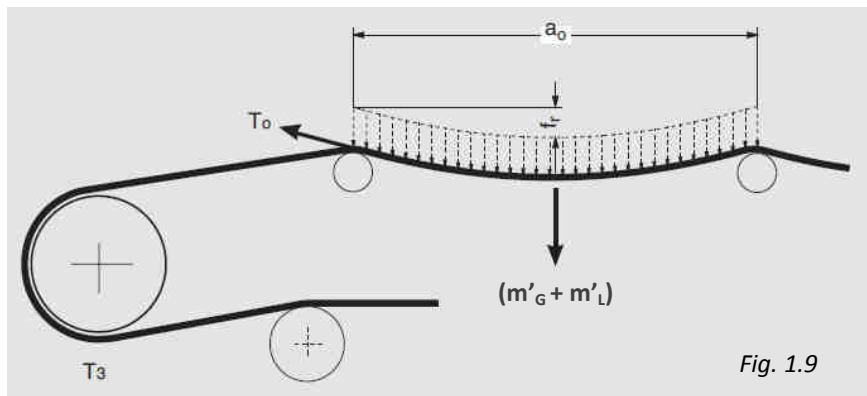
Fig. 1.8

$$T_3 = T_2 + F_r = 5,628 + 2,228 = 7,856 \text{ daN}$$



Tensión T_0

La mínima tensión necesaria T_3 en el lado destensado del tambor de retorno, además de garantizar la adhesión de la cinta al tambor, debe también asegurar una deflexión de la cinta en la parte portante no mayor al 2% de la distancia entre centros de dos rodillos consecutivos.



La expresión, un particularización de la teoría general de la catenaria, para obtener una tensión mínima T_0 que garantice una deflexión menor al 2% es la siguiente:

$$T_0 = 6,25 \cdot (m'_G + m'_L) \cdot a_0 \cdot 0,981 = 6,902 \text{ daN}$$

Como $T_3 > T_0$ se asegura una deflexión menor al 2% sin necesidad de elementos tensores adicionales.

Máxima tensión T_{\max} y máxima tensión unitaria Tu_{\max}

Es la tensión de la cinta en el punto donde ésta sufre la mayor sollicitación. En la instalación objeto de éste proyecto, este punto es coincidente con el valor T_1 , en el tambor transmisor de potencia (Fig. 1.8).

La tensión máxima es utilizada para calcular la tensión máxima unitaria de la cinta Tu_{\max} , con un factor de seguridad $\eta_s=10$ para bandas con carcasa textil, dada por:

$$T_{\max} = T_1 = 12,662 \text{ daN}$$

$$Tu_{\max} = \frac{T_{\max} \cdot \eta_s}{B} = \frac{126,62 \cdot 10}{300} = 4,221 \text{ N/mm}$$



Esta tensión es inferior a la que soporta la cinta preseleccionada de 250 N/mm, por lo que la selección es válida.

DIMENSIONES DE LOS TAMBORES.

Se calcularán primero las dimensiones para el tambor motriz, donde se soportan las mayores tensiones.

El diámetro vendrá dado por la expresión

$$D_{Tr} = C_{Tr} \cdot d$$

Donde:

$C_{Tr}=108$ *Constante por tipo de cinta (Tab. 1.16)*

$d= 1,5 \text{ mm}$ *Espesor de la carcasa de la cinta (Tab. 1.7)*

$$D_{Tr} = 108 \cdot 1,5 = 162 \text{ mm}$$

Tabla 1.16 –
Valores de C_{Tr}

C_{Tr}	Material of Carcase in Warp or Belt Type
90	Polyamide (P)
80	DUNLOFLEX 2 ply Belt
95	TRIOFLEX 3 ply Belt
108	SUPERFORT Multiply Belt (EP)
138	FERROFLEX Steel Weave Type
145	SILVERCORD Steel Cord Belt
100	DUNLOPLAST Monoply Belt

Con el valor teórico obtenido para el diámetro del tambor, se selecciona un tambor con diámetro estandarizado inmediatamente superior.

$$D_T = 200\text{mm}$$

Tabla 1.17 –
Diámetros de tambor
estandarizados (mm)

100	125	160	200	250	315	400	500
630	800	1000	1250	1400	1600	1800	2000

Esta elección coincide con la sugerencia del fabricante DUNLOP para el tipo de cinta seleccionado de su catálogo, como se muestra en la tabla 1.18.



Tabla 1.18 –
Diámetros de tambor
sugeridos (mm)

Tipo de cinta	Diámetro tambor (mm)		
	A	B	C
SF 250/2	200	160	125
SF 315/2	250	200	160
SF 400/3	250	200	160
SF 500/3	315	250	200
SF 500/4	400	315	250
SF 630/4	500	400	315
SF 800/4	500	400	315
SF 1000/4	630	500	400

Se utilizarán 200 mm de diámetro tanto para el tambor transmisor como para el tambor de cola. Por coherencia constructiva, éste diámetro será válido en ambos casos ya que se calculó en el más desfavorable.

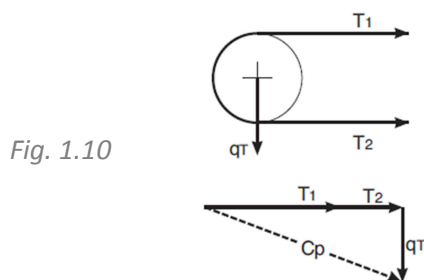
DIMENSIONES DE LOS EJES DE LOS TAMBORES

Tambor motriz

El eje del tambor transmisor está sujeto a esfuerzos alternantes de flexión y torsión, pudiéndose producir falla por fatiga.

Se calcularán el momento flexor M_f y el momento torsor M_t para el correcto dimensionamiento del eje.

El momento flexor en el eje es generado como resultado de la suma vectorial de las tensiones T_1 y T_2 así como del peso del propio tambor q_t .



Donde:

$$q_T = 34 * 0,981 = 33,354 \text{ daN}$$

$$C_p = \sqrt{(T_1 + T_2)^2 + q_T^2} = 38,040 \text{ daN}$$



$$M_f = \frac{Cp}{2} \cdot a_g \text{ [daNm]}$$

Momento flexor

$$M_f = \frac{38,040}{2} \cdot 0,180 = 3,424 \text{ [daNm]}$$

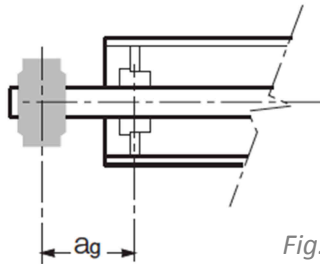


Fig. 1.11

Se obtiene el momento torsor mediante:

$$M_t = \frac{P}{n} \cdot 954,9 \text{ [daNm]}$$

Momento torsor

Donde

P = 3,69 kW

Potencia absorbida

n = 40,1 r.p.m.

Velocidad de giro del tambor

$$M_t = \frac{3,69}{40,1} \cdot 954,9 = 87,928 \text{ [daNm]}$$

Se calcula el momento equivalente

$$M_I = \sqrt{M_f^2 + 0,75 \cdot M_t^2} \text{ [daNm]}$$

Momento equivalente

$$M_I = \sqrt{3,084^2 + 0,75 \cdot 87,928^2} = 76,23 \text{ [daNm]}$$

En consecuencia, se obtiene el valor del módulo de resistencia W, dado $\sigma_{amm}=7,82$ daN/mm² para el acero templado C40.

$$W = \frac{M_I \cdot 1000}{\sigma_{amm}} \text{ [mm}^3\text{]}$$

Módulo de resistencia



$$W = \frac{76,23 \cdot 1000}{7,82} = 9747 \text{ [mm}^3\text{]}$$

De donde se obtiene el diámetro mínimo del eje del tambor motriz.

$$d = \sqrt[3]{\frac{W \cdot 32}{\pi}} \text{ [mm]}$$

Diámetro mínimo del eje del tambor

$$d = \sqrt[3]{\frac{9747 \cdot 32}{\pi}} = 46,31 \text{ [mm]}$$

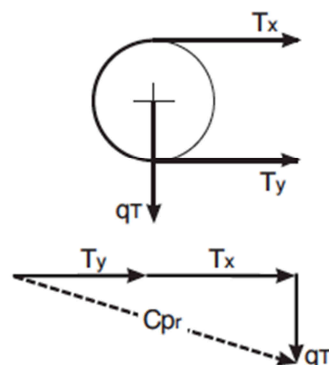
Este diámetro ha sido calculado para el eje en la zona de apoyo en los cojinetes. El diámetro del eje en el interior del tambor, normalmente el diámetro basto del eje, es calculado en base al límite de deflexión del mismo y se comprueba a continuación del pre-diseño del tambor de cola.

Tambor de cola

En este caso sólo debe ser considerado el esfuerzo de flexión en el eje ya que los esfuerzos de torsión no causarían fallo por fatiga.

El momento flexor M_f es generado por la resultante de la suma vectorial de las tensiones de la cinta y el peso del propio tambor.

Fig. 1.12- Tambor de cola o retorno



Se particulariza para el caso objeto de diseño y se tiene que $T_x = T_y = T_3 = 7,855 \text{ daN}$ y por tanto:



$$q_T = 34 \cdot 0,981 = 33,354 \text{ daN}$$

$$C_{p_r} = \sqrt{(T_3 + T_3)^2 + q_T^2} = 36,87 \text{ daN}$$

$$M_f = \frac{C_{p_r}}{2} \cdot a_g \text{ [daNm]} \quad \text{Momento flexor}$$

$$M_f = \frac{36,87}{2} \cdot 0,180 = \mathbf{3,318 \text{ [daNm]}}$$

Se obtiene el valor del módulo de resistencia W , dado $\sigma_{amm}=7,82 \text{ daN/mm}^2$ para el acero templado AISI 1040.

$$W = \frac{M_f \cdot 1000}{\sigma_{amm}} \text{ [mm}^3\text{]} \quad \text{Módulo de resistencia}$$

$$W = \frac{3,318 \cdot 1000}{7,82} = \mathbf{424,3 \text{ [mm}^3\text{]}}$$

De donde se obtiene el diámetro mínimo del eje del tambor motriz.

$$d = \sqrt[3]{\frac{W \cdot 32}{\pi}} \text{ [mm]} \quad \text{Diámetro mínimo del eje del tambor}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{9747 \cdot 32}{\pi}} = \mathbf{16,29 \text{ [mm]}}$$

Este diámetro ha sido calculado para el eje en la zona de apoyo en los cojinetes. El diámetro del eje en el interior del tambor, normalmente el diámetro basto del eje, es calculado en base al límite de deflexión del mismo, comprobación que se realiza a continuación.



LÍMITE DE DEFLEXIÓN PARA EL EJE DE LOS TAMBORES

Se verifica que el diámetro de los ejes de los tambores para que la deflexión (f_t) y el ángulo (α_t) de los mismos se mantengan dentro de los siguientes valores.

$$f_{t_{max}} \leq \frac{C}{3000}$$

$$\alpha_{t_{max}} \leq \frac{1}{1000}$$

Calculados mediante las expresiones:

$$f_t = \frac{\left(\frac{C p_r}{2}\right) \cdot a_g}{24 \cdot E \cdot J} \cdot [3(b + 2a_g)^2 - 4a_g^2]$$

$$\alpha_t = \frac{\left(\frac{C p_r}{2}\right) \cdot a_g}{2 \cdot E \cdot J} \cdot (C - a_g)$$

Donde:

$$a_g = 180 \text{ mm}$$

$$E = 20600 \text{ daN/mm}^2$$

$$J = 0,0491 \cdot d^4 = 306875 \text{ mm}^4$$

$$C p_r = 38,04 \text{ daN}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

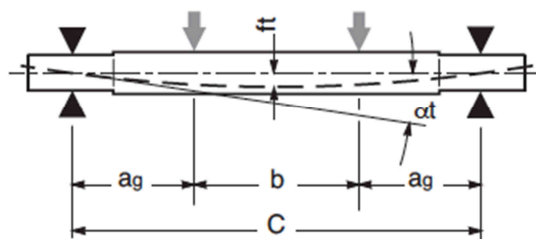
Módulo de elasticidad del acero

Momento de inercia sección circular

Carga en el eje

Diámetro del eje preseleccionado

Fig. 1.13-





Se tiene entonces

$$f_t = \frac{\left(\frac{38,04}{2}\right) \cdot 180}{24 \cdot 20600 \cdot 306875} \cdot [3(300 + 2 \cdot 180)^2 - 4 \cdot 180^2] = \mathbf{0,027 \text{ mm}}$$

$$\frac{C}{3000} = \frac{830}{3000} = \mathbf{0,277 \text{ mm}}$$

$$f_t \leq \frac{C}{3000} \quad \underline{\text{Cumple.}}$$

Por otro lado

$$\alpha_t = \frac{\left(\frac{38,04}{2}\right) \cdot 180}{2 \cdot 20600 \cdot 306875} \cdot (830 - 180) = \mathbf{1,76 \cdot 10^{-4} \text{ rad}}$$

$$\frac{1}{1000} = \mathbf{0,001 \text{ rad}}$$

$$\alpha_t \leq \frac{1}{1000} \quad \underline{\text{Cumple.}}$$

Ambos requisitos son satisfechos por lo que se concluye que el eje preseleccionado de acero templado AISI 1040 y de 50 mm de diámetro no fallará y trabajará dentro de los parámetros establecidos.

TERCER TRAMO. CINTA TRANSPORTADORA ALTA.

Para esta cinta transportadora, en todo caso menos solicitada que la que se acaba de dimensionar, son válidos los mismos elementos utilizados anteriormente por coherencia constructiva.



SEGUNDO TRAMO. ELEVADOR DE CANGILONES.

VOLUMEN DE CARGA Y TIPO DE CANGILÓN

Relaciones en un elevador de cangilones:

$$Q_v = 3,6 \cdot v \cdot \varphi \cdot \frac{V_B}{a} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Caudal volumétrico

$$Q_m = Q_v \cdot \rho \quad [\text{t}/\text{h}]$$

Caudal másico

$$V_B = \frac{Q_v \cdot a}{3,6 \cdot v \cdot \varphi} \quad [\text{l}]$$

Capacidad del cangilón

$$V_m = \frac{Q_v \cdot a}{3,6 \cdot v \cdot \varphi} \quad [\text{kg}]$$

Masa transportada por cangilón

Donde

φ (-) *Grado de ocupación de los cangilones*

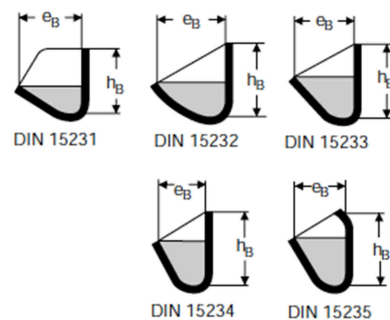
v (m/s) *Velocidad del elevador*

a (m) *Distancia entre cangilones*

ρ (t/m³) *Densidad del material a granel*

Para satisfacer la carga a transportar, $Q_v = 0,9091 \text{ m}^3/\text{h}$, que es una carga ligera, se preselecciona el cangilón de menor capacidad, tipo DIN15231, y la menor de las velocidades estandarizadas, con el fin evitar un grado de ocupación excesivamente pequeño.

Fig. 1.14 – Tipos de cangilones normalizados

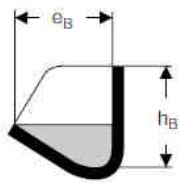


e_B (mm) Profundidad del cangilón

h_B (mm) Altura del cangilón

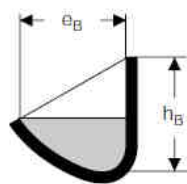


Tabla 1.19 – Dimensiones de los cangilones



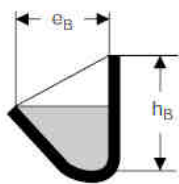
DIN 15231

Anchura b_B (mm)	Profundidad e_B (mm)	Altura h_B (mm)	Peso del cangilón en kg con espesor de chapa en mm						Capacidad V_B (litros)
			0.88	1	1.5	2	3	4	
80	75	67	0.13	0.15					0.1
100	90	80	0.20	0.22	0.33				0.16
125	106	95	0.28	0.32	0.48	0.64			0.28
160	125	112		0.48	0.70	0.96			0.5
200	140	125		0.65	0.95	1.30	1.90		0.8
250	160	140		0.86	1.30	1.75	2.60		1.25
315	180	160			1.80	2.40	3.60	4.80	2.0
400	200	180				3.25	4.90	6.50	3.15
500	224	200					6.60	8.80	5.0



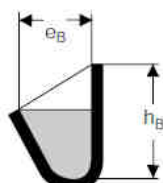
DIN 15232

Anchura b_B (mm)	Profundidad e_B (mm)	Altura h_B (mm)	Peso del cangilón en kg con espesor de chapa en mm						Capacidad V_B (litros)
			0.88	1	1.5	2	3	4	
80	75	80	0.14	0.16					0.17
100	90	95	0.21	0.24	0.36				0.3
125	106	112	0.30	0.34	0.51	0.68			0.53
160	125	132		0.50	0.75	1.00			0.9
200	140	150		0.68	1.02	1.40	2.10		1.4
250	160	170		0.94	1.40	1.90	2.80		2.24
315	180	190			1.95	2.60	3.85	5.20	3.55
400	200	212				3.55	5.30	7.10	5.6
500	224	236					7.20	9.60	9



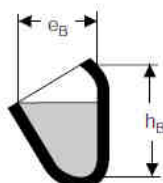
DIN 15233

Anchura b_B (mm)	Profundidad e_B (mm)	Altura h_B (mm)	Peso del cangilón en kg con espesor de chapa en mm						Capacidad V_B (litros)
			2	3	4	5	6	8	
160	140	160	1.23	1.86					0.95
200	160	180	1.66	2.57	3.46				1.5
250	180	200	2.24	3.36	4.48				2.36
315	200	224		4.56	6.08	7.85			3.75
400	224	250		6.06	8.15	10.3			6
500	250	280			11.5	14.4			9.5
630	280	315			16.1	20.2	24.3		15
800	315	355				27.5	33.3	44.3	23.6
1000	355	400				38.2	46.0	61.2	37.5



DIN 15234

Anchura b_B (mm)	Profundidad e_B (mm)	Altura h_B (mm)	Peso del cangilón en kg con espesor de chapa en mm						Capacidad V_B (litros)
			2	3	4	5	6	8	
160	(125)	160	1.17	1.78					1.2
	140	180	1.38	2.08					1.5
200	(140)	180	1.59	2.41	3.24				1.9
	160	200	1.85	2.80	3.76				2.36
250	(160)	200	2.15	3.26	4.37				3
	180	224	2.49	3.77	4.96				3.75
315	(180)	224		4.44	5.95	7.72			4.75
	200	250		5.09	6.82	8.59			6
400	224	280		7.03	9.40	11.8			9.5
500	250	315			12.8	16.1	19.4		15
630	280	355			17.6	22.1	26.6		23.6
800	315	400				30.6	36.9	49.6	37.5
1000	355	450				42.0	50.3	67.0	60



DIN 15235

Anchura b_B (mm)	Profundidad e_B (mm)	Altura h_B (mm)	Peso del cangilón en kg con espesor de chapa en mm						Capacidad V_B (litros)
			2	3	4	5	6	8	
160	140	200	1.51	2.28					1.5
200	160	224	2.04	3.07	4.15				2.36
250	180	250	2.74	4.14	5.56				3.75
315	200	280		5.59	7.41	9.46			6
400	224	315		7.72	10.4	13.0			9.5
500	250	355			14.1	17.7	21.4		15
630	280	400			19.2	24.1	29.0		23.6
800	315	450				32.5	39.3	37.5	
1000	355	500				44.5	53.5	71.2	60



Se tiene, por tanto,

$$v = 0,42 \text{ [m/s]}$$

$$V_B = 0,1 \text{ [l]}$$

Con una velocidad baja el sistema de descarga, en principio, será por gravedad ya que para descargas centrífugas se requieren velocidades iguales o mayores a 1,2 m/s. Consecuentemente, un sistema de descarga por gravedad, requiere una distancia entre cangilones mínima, muy próxima a la propia altura del cangilón, por lo que

$$a \approx h_B \text{ [mm]}$$

Distancia entre cangilones

$$a = 70 \text{ [mm]}$$

Con estos datos se tiene un caudal teórico

$$Q_{vt} = 3,6 \cdot v \cdot \frac{V_B}{a} = 3,6 \cdot 0,42 \cdot \frac{0,1}{0,07} = 2,16 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Comparado con el caudal real a transportar, se calcula el grado de ocupación del elevador

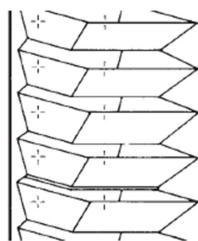
$$\varphi = \frac{Q_v}{Q_{vt}}$$

Grado de ocupación

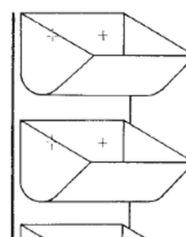
$$\varphi = \frac{0,909}{2,16} = 0,421 \therefore 42,1\%$$

Por tanto se dan por válidas las selecciones de velocidad, tipo de cangilón y distancia entre cangilones. Una mayor velocidad o una mayor capacidad del cangilón reducirían aún más el grado de ocupación del elevador, mientras que una mayor distancia entre cangilones no sería efectiva para una descarga por gravedad.

Fig. 1.15 – Distancia
entre cangilones



Descarga por gravedad



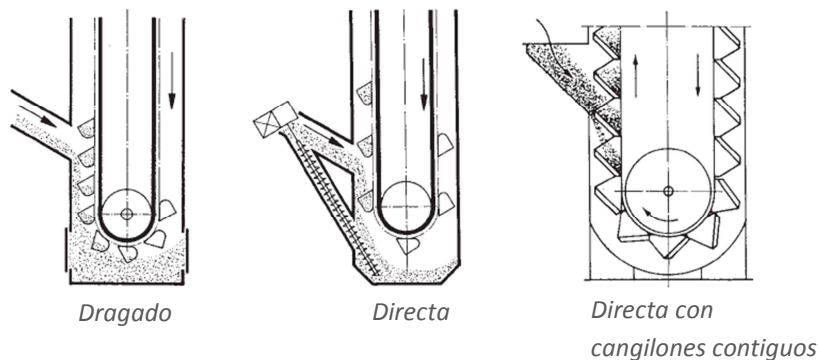
Descarga centrífuga



TIPO DE CARGA Y DESCARGA

La carga, es decir, el relleno del cangilón se puede llevar a cabo directamente o por acción de dragado.

Fig. 1.16 – Tipos de carga



Se optará en este proyecto por la carga directa con cangilones contiguos para evitar el amontonamiento de la sal en el fondo del elevador, lo que ocasionaría, por la humedad en el ambiente, un agrupamiento y endurecimiento de la sal perjudicial para el conjunto del proceso productivo, y que también incrementaría las tensiones en el cangilón en el proceso de dragado.

El tipo de descarga del material, por gravedad o centrífuga, además de estar determinado por la velocidad del elevador, lo está también por el diámetro del tambor motriz. Siendo $v=0,42$ m/s, se preselecciona un tambor de diámetro de 300 mm, el menor de los diámetros estándar dado las pequeñas dimensiones del elevador.

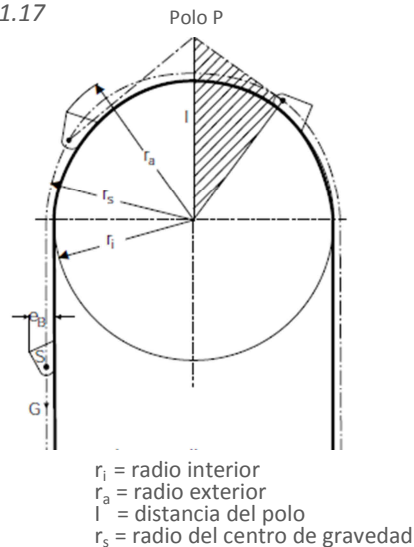
Tabla. 1.20 – Diámetros de tambor normalizados

Diámetro de tambor (mm)	Velocidad			
	Alta		Baja	
	n (R.P.M.)	v (m/s)	n (R.P.M.)	v (m/s)
300	54	0.84	27	0.42
400	50	1.05	25	0.52
500	50	1.31	25	0.66
630	51	1.68	25	0.84
800	50	2.09	25	1.05
1000	50	2.62	25	1.31
1200	53	3.35		
1400	57	4.19		
1600	50	4.19		



En el recorrido de los cangilones alrededor de la polea, las fuerzas gravitacionales y centrífugas varían pero se mantiene constante el valor del polo P para cada posición del cangilón. Con esta constante se comprueba el tipo de descarga.

Fig. 1.17



Donde

$$l = \frac{g}{4 \cdot \pi^2 \cdot n^2} = \frac{895}{n^2} \text{ [m]} \quad \text{Distancia del polo P}$$

$$n = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D} \text{ [r. p. m.]} \quad \text{Velocidad de giro del tambor}$$

$$n = \frac{0,42 \cdot 60}{\pi \cdot 0,3} = 26,74 \text{ [r. p. m.]}$$

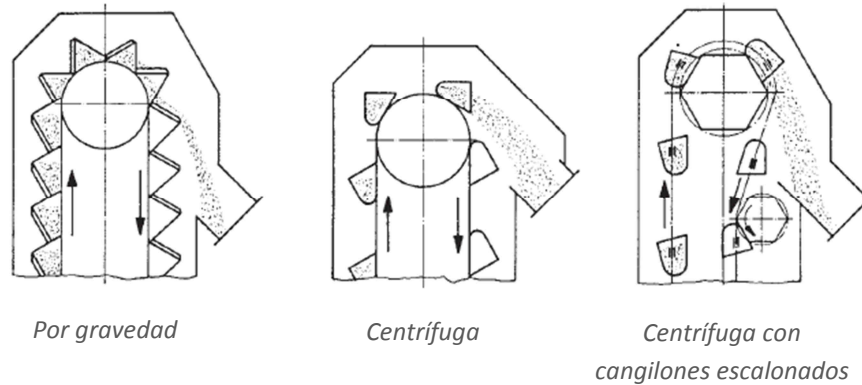
$$l = \frac{9,81 \cdot 3600}{4 \cdot \pi^2 \cdot 26,74^2} = 1,252 \text{ [m]}$$

$$r_a = \frac{D}{2} + e_b = \frac{300}{2} + 75 = 225 \text{ mm}$$

Como $l > r_a$, el polo se encuentra fuera del borde cubo. El material se desliza sobre la pared interior de la cubeta. Esto confirma que la descarga será por gravedad.



Fig. 1.18 – Tipos de descarga



ANCHO DE LA BANDA

El ancho de la banda está determinado por el ancho del cangilón. Generalmente se tiene:

$$B \approx b_B + (30 \div 100) \text{ [mm]} \quad \text{Ancho de la banda}$$

De entre los anchos de banda normalizados, se utilizará una banda de 150 mm de ancho.

$$B = 80 + 70 = 150 \text{ [mm]}$$

Tabla. 1.21

Ancho cinta B (mm)						
150	200	250	300	400	500	550
650	800	1000	1250	1500	1600	



FUERZA TANGENCIAL F_U Y POTENCIA ABSORBIDA

La fuerza tangencial F_U es determinada en función de la suma de resistencias al movimiento.

$$F_U = F_H + F_B + F_N \text{ [N]} \quad \text{Fuerza tangencial}$$

Siendo

F_H , Resistencia principal

F_B , Resistencia de carga

F_N , Resistencias secundarias

Las resistencias principales, F_H , se derivan del caudal de carga y de la altura.

$$F_H = \frac{Q_m \cdot g \cdot H}{3,6 \cdot v} \text{ [N]} \quad \text{Resistencia principal}$$

Con

$Q_m = 1$ [t/h] Caudal másico

$H = 3$ [m] Altura de elevación

$v = 0,42$ [m/s] Velocidad lineal

$g = 9,81$ [m/s²] Aceleración de la gravedad

$$F_H = \frac{1 \cdot 9,81 \cdot 3}{3,6 \cdot 0,42} = 19,46 \text{ [N]}$$

Resistencia en la carga (en el llenado de los cangilones), F_B . El método de carga y la fuerza requerida para acelerar la carga hasta la velocidad de transporte, determina la resistencia debida al llenado de los cangilones. Ésta se puede calcular con bastante precisión utilizando un factor de carga adicional H_0 (tabla 1.22).

$$F_B = \frac{Q_m \cdot g \cdot H_0}{3,6 \cdot v} \text{ [N]} \quad \text{Resistencia por carga}$$

Con:

$$H_0 = 4 \cdot v + 4 = 4 \cdot 0,42 + 4 = 5,68 \text{ [m]}$$



Tabla. 1.22

Tipo de material	ρ (t/m ³)	H ₀ (m)
Harinas secas y en polvo, arroz, granos, cemento.	< 1	4 * v + 1.5
Arena de grano fino, sal, azúcar.	1 - 1.5	4 * v + 4
Grano grueso hasta aprox. 50 mm de grava, carbón, piedra caliza.	1.5 - 1.8	6 * v + 4
Barro bruto, tierra, piedras partidas.	> 1.8	6 * v + 6

Por tanto,

$$F_B = \frac{1 \cdot 9,81 \cdot 5,68}{3,6 \cdot 0,42} = \mathbf{36,85 \text{ [N]}}$$

La resistencia secundaria, F_N , tiene en cuenta las fuerzas de fricción, las resistencias de flexión de la cinta, la resistencia de los cojinetes en el tambor y la aceleración angular del tambor motriz. Ésta resistencia es muy pequeña comparada con las otras y está adecuadamente cubierta mediante el factor C_N , como parte del total de las resistencias.

$$F_N = (C_N - 1) \cdot (F_H + F_B) \text{ [N]} \quad \textit{Resistencia secundaria}$$

Donde

$$C_N = 1,1 \quad \textit{Coeficiente para elevadores de cangilones}$$

$$F_N = (1,1 - 1) \cdot (19,46 + 36,85) = \mathbf{5,63 \text{ [N]}}$$

Por tanto, la fuerza tangencial total es

$$F_U = 19,46 + 36,85 + 5,63 = \mathbf{61,95 \text{ [N]}}$$



Calculada la fuerza tangencial total, se determina la potencia requerida en el tambor motriz y se selecciona el motor eléctrico adecuado para tal fin.

$$P_T = \frac{F_U \cdot v}{1000} \text{ [kW]}$$

*Potencia requerida en
el tambor motriz*

$$P_T = \frac{61,95 \cdot 0,42}{1000} = \mathbf{0,026 \text{ [kW]}}$$

Considerando la eficiencia del grupo motor-reductor, $\eta = 0,85$, se tiene la potencia mínima del motor.

$$P_M = \frac{P_T}{\eta} \text{ [kW]}$$

*Potencia mínima del
motor eléctrico*

$$P_M = \frac{0,026}{0,85} = \mathbf{0,031 \text{ [kW]}}$$

Para la elección final de la potencia del motor a instalar, se tienen en cuenta las opciones comerciales estándar.

$$P_N = \mathbf{1,5 \text{ [kW]}}$$

*Potencia nominal
instalada*



TIPO DE CINTA

Se establece la tensión mínima de tracción que deber soportar la cinta

$$K_N = \frac{T_1 \cdot S}{B} \text{ [N/mm]}$$

*Tensión nominal de la
cinta*

Donde

$S = 10$ *Factor de seguridad (Cintas con carcasa textil, temp. <60°C)*

$B = 150 \text{ mm}$ *Ancho de la cinta*

Para evaluar el tipo de cinta, inicialmente la tensión en la cinta T_1 se estima aproximadamente.

$$T_1 = F_U + F_{St} + T_v + T_T \text{ [N]}$$

Tensión T_1

Con

$$F_U = 61,95 \text{ [N]}$$

Fuerza tangencial total

$$F_{St} = H * 9,81 * (m'_B + m'_G) \text{ [N]}$$

Resistencia a la inclinación

$$m'_B = \frac{m_B}{a} \text{ [kg/m]}$$

Masa lineal de los cangilones (m_B Tab. 1.19)

$$m'_B = \frac{0,13}{0,070} = 1,857 \text{ [kg/m]}$$

$$m'_G = 11,5 \cdot B \text{ [kg/m]}$$

Masa lineal de la cinta cargada (Estimación)

Tabla- 1.23

Densidad a granel ρ (t/m ³)	Masa de la cinta m'_G (kg/m)
≤ 1	$8,5 \cdot B$
1 - 1,8	$11,5 \cdot B$
$> 1,8$	$15 \cdot B$

$$m'_G = 11,5 \cdot 0,15 = 1,725 \text{ [kg/m]}$$

$$F_{St} = 3 * 9,81 * (1,857 + 1,725) = 105,4 \text{ [N]}$$



$$T_T = \frac{G_T * 9,81}{2} \text{ [N]}$$

Peso de la polea de tensión

Tabla. 1.24 – Masa de la polea de tensión G_T

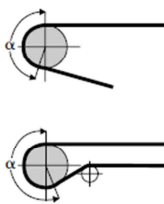
Ancho polea (mm)	Diámetro polea (mm)						
	315	400	500	630	800	1000	1250
125	16	20	27	35	45	70	110
160	20	25	35	45	60	80	135
250	25	30	45	55	80	115	175
350	40	45	70	90	125	180	270
450	42	60	75	115	160	230	310
550	50	70	80	130	190	300	360
650	55	75	95	150	210	350	420
850	65	90	115	180	250	450	550
1000	80	100	140	200	300	540	680
1250	100	115	160	230	350	670	840
1400	110	125	175	260	370	750	959

$$T_T = \frac{16 * 9,81}{2} = 78,48 \text{ [N]}$$

$$T_V = C_2 \cdot k_A \cdot F_U - F_{St} - T_T \text{ [N]}$$

Pre-tensión

Tabla. 1.25 – Coeficiente C_2



Ángulo contacto α	Coeficiente de fricción μ							
	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45
160	3.10	1.92	1.34	0.99	0.76	0.60	0.49	0.40
170	2.90	1.78	1.24	0.91	0.70	0.55	0.44	0.36
180	2.71	1.66	1.14	0.84	0.64	0.50	0.40	0.32
190	2.54	1.55	1.06	0.74	0.59	0.46	0.36	0.29
200	2.39	1.45	0.99	0.72	0.54	0.42	0.33	0.26
210	2.26	1.36	0.93	0.67	0.50	0.38	0.30	0.24
220	2.14	1.28	0.87	0.62	0.46	0.35	0.27	0.22
230	2.02	1.22	0.81	0.58	0.43	0.33	0.25	0.20
240	1.92	1.14	0.76	0.54	0.40	0.30	0.23	0.18

$$\mu = 0,40$$

Coef. de rozamiento

$$C_2 = 0,40$$

Coef. de arrollamiento



Tabla. 1.26 – Coeficiente de fricción μ

Condiciones de trabajo	Superficie del tambor			
	Acero (lisa)	Poliuretano (estriada)	Goma (estriada)	Cerámica (porosa)
Seco	0.35 to 0.4	0.35 to 0.4	0.4 to 0.45	0.4 to 0.45
Mojado (limpio)	0.1	0.35	0.35	0.35 to 0.4
Mojado (sucio)	0.05 to 0.1	0.2	0.25 - 0.3	0.35

$$k_A = 2,2 \quad \text{Coef. de arranque. Estimado (P<30kW, } k_A=1,8 - 2,2)$$

$$T_V = 0,4 \cdot 2,2 \cdot 61,95 - 105,4 - 78,48 = -129,36 \text{ [N]}$$

El valor negativo de T_V indica que no es necesaria una pre-tensión en el sistema y se adopta $T_V = 0$.

$$\therefore T_V = 0 \text{ [N]}$$

Con esto se tiene,

$$T_1 = 61,95 + 105,4 + 0 + 78,48 = 245,83 \text{ [N]}$$

Y por tanto,

$$K_N = \frac{245,83 \cdot 10}{150} = 16,39 \text{ [N/mm]} \quad \text{Resistencia a tracción mínima}$$

En consecuencia, de la tabla 1.27, se selecciona una cinta Dunlop S200/3, de 200 N/mm de resistencia de tracción, con 2+1 mm de recubrimiento de goma (el mínimo ya que no hay contacto directo del material y la cinta), y un peso superficial total de 6,6 kg/m².



Tabla. 1.27 – Características cintas Dunlop

Tipo de cinta	Espesor carcasa (mm)	Masa carcasa (kg/m ²)	Masa de la cinta m' _G (kg/m ²) Suma del espesor del recubrimiento (mm)						
			3	4	5	6	8	10	12
S 200/3	2.7	3.1	6.6	7.7	8.9	10.0	12.3	14.6	16.9
S 250/3	2.8	3.2	6.7	7.8	9.0	10.1	12.4	14.7	17.0
S 315/3	3.0	3.4	6.9	8.0	9.2	10.3	12.6	14.9	17.2
S 315/4	3.7	4.3	7.8	8.9	10.1	11.2	13.5	15.8	18.1
S 400/3	3.2	3.7	7.2	8.3	9.5	10.6	12.9	15.2	17.5
S 400/4	4.1	4.6	8.1	9.2	10.4	11.5	13.8	16.1	18.4
S 500/3	3.6	4.0	7.5	8.6	9.8	10.9	13.2	15.5	17.8
S 500/4	4.3	5.0	8.5	9.6	10.8	11.9	14.2	16.5	18.8
S 630/3	3.9	4.3	7.8	8.9	10.1	11.2	13.5	15.8	18.1
S 630/4	4.8	5.3	8.8	9.9	11.1	12.2	14.5	16.8	19.1
S 630/5	5.5	6.2	9.7	10.8	12.0	13.1	15.4	17.7	20.0
S 800/3	4.5	5.0	8.5	9.6	10.8	11.9	14.2	16.5	18.8
S 800/4	5.2	5.8	9.3	10.4	11.6	12.7	15.0	17.3	19.6
S 800/5	6.0	6.7	10.2	11.3	12.5	13.6	15.9	18.2	20.5
S 1000/4	6.1	6.8	10.3	11.4	12.6	13.7	16.0	18.3	20.6
S 1000/5	6.5	7.3	10.8	11.9	13.1	14.2	16.5	18.8	21.1
S 1000/6	7.3	8.1	11.6	12.7	13.9	15.0	17.3	19.6	21.9
S 1250/4	7.2	8.3	11.8	12.9	14.1	15.2	17.5	19.8	22.1
S 1250/5	7.6	8.6	12.1	13.2	14.4	15.5	17.8	20.1	22.4
S 1250/6	7.8	8.8	12.3	13.4	14.6	15.7	18.0	20.3	22.6
S 1600/4	8.7	9.4	12.9	14.0	15.2	16.3	18.6	20.9	23.2
S 1600/5	9.1	10.5	14.0	15.1	16.3	17.4	19.7	22.0	24.3
S 1600/6	9.2	10.4	13.9	15.0	16.2	17.3	19.6	21.9	24.2
S 2000/5	11.0	11.9	15.4	16.5	17.7	18.8	21.1	23.4	25.7
S 2000/6	11.0	12.7	16.2	17.3	18.5	19.6	21.9	24.2	26.5
S 2500/6	13.4	14.4	17.9	19.0	20.2	21.3	23.6	25.9	28.2

TENSIONES PRINCIPALES T₁ Y T₂

Una vez determinadas las características de la cinta, se calculan las tensiones que se estimaron y se comprueba el factor de seguridad S.

$$T_1 = F_U + F_{St} + T_V + T_T \text{ [N]}$$

Tensión T₁

Con

$$F_U = 61,95 \text{ [N]}$$

Fuerza tangencial total

$$F_{St} = H * 9,81 * (m'_B + m'_G) \text{ [N]}$$

Resistencia a la inclinación

$$m'_B = \frac{m_B}{a} \text{ [kg/m]}$$

Masa lineal de los cangilones (m_B Tab. 1.19)

$$m'_B = \frac{0,13}{0,070} = 1,857 \text{ [kg/m]}$$



$$m'_G = m''_G \cdot B + \frac{Q_m}{3,6 \cdot v} \text{ [kg/m]}$$

*Masa lineal de la cinta cargada.
(m''_G tabla 1.27)*

$$m'_G = 6,6 \cdot 0,15 + \frac{1}{3,6 \cdot 0,42} = 1,651 \text{ [kg/m]}$$

$$F_{St} = 3 \cdot 9,81 \cdot (1,857 + 1,651) = 103,24 \text{ [N]}$$

$$T_T = \frac{G_T \cdot 9,81}{2} \text{ [N]}$$

Peso de la polea de tensión

$$T_T = \frac{16 \cdot 9,81}{2} = 78,48 \text{ [N]}$$

$$T_V = C_2 \cdot F_U - F_{St} - \frac{G_T \cdot 9,81}{2} \text{ [N]}$$

Pre-tensión

$$\mu = 0,40 \quad \text{Coef. de rozamiento}$$

$$C_2 = 0,40 \quad \text{Coef. de arrollamiento}$$

$$T_V = 0,40 \cdot 61,95 - 103,24 - \frac{16 \cdot 9,81}{2} = -156,94 \text{ [N]}$$

Se ratifica el valor negativo de T_V , que indica que no es necesaria una pre-tensión en el sistema y se adopta $T_V = 0$.

$$\therefore T_V = 0 \text{ [N]}$$

Por tanto se determina la tensión, T_1

$$T_1 = 61,95 + 103,24 + 0 + 78,48 = 243,67 \text{ [N]}$$



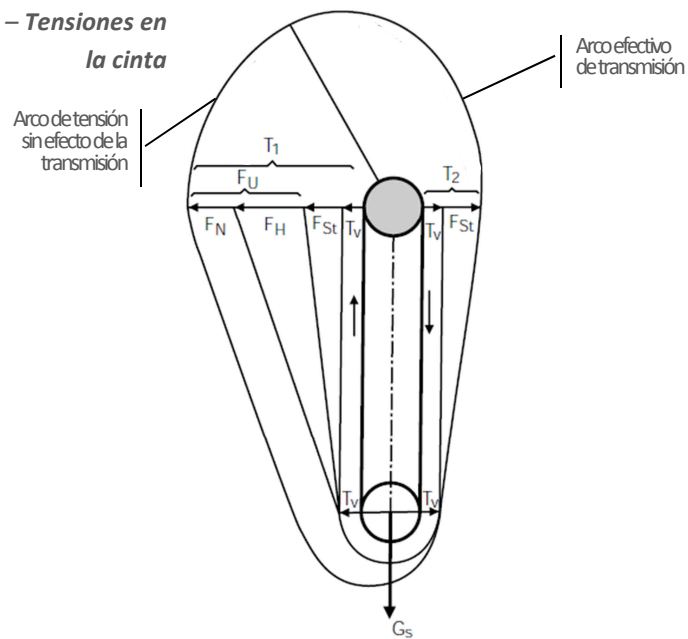
La tensión T_2 , en el tambor motriz por el lado de retorno, es dada por

$$T_2 = F_{St} + T_v + T_T \text{ [N]}$$

Tensión T_2

$$T_2 = 103,24 + 0 + 78,48 = \mathbf{181,72 \text{ [N]}}$$

Fig. 1.19 – Tensiones en la cinta



Se comprueba también la tensión T_1 en el momento del arranque, T_{A1}

$$T_{A1} = F_A + F_{St} + T_v + T_T \text{ [N]}$$

Tensión T_{A1} en el arranque

Con

$$F_A = 2,6 \cdot F_U \text{ [N]}$$

$$F_A = 2,6 \cdot 61,95 = \mathbf{161,07 \text{ [N]}}$$

*El par en el arranque del motor es 2,6 veces el par nominal

$$T_{A1} = 161,07 + 103,24 + 0 + 78,48 = \mathbf{342,79 \text{ [N]}}$$



Para asegurar la transmisión se debe cumplir la relación de Euler-Eytelwein en el caso más desfavorable

$$\frac{T_{A1}}{T_2} \leq e^{\mu_A \cdot \alpha}$$

Relación de Euler

$$\mu_A = \mu + 0,05 = 0,45$$

$$\alpha = \pi \text{ [rad]}$$

Por tanto,

$$\frac{342,79}{181,72} \leq e^{0,45 \cdot \pi}$$

$$1,886 \leq 4,111 \quad \textbf{Cumple.}$$

Se comprueba finalmente el factor de seguridad de la cinta seleccionada

$$S_A = \frac{k_N \cdot B}{T_1}$$

Factor de seguridad en régimen nominal

$$S_A = \frac{200 \cdot 150}{243,67} = 123,12$$

$$S_B = \frac{k_N \cdot B}{T_{A1}}$$

Factor de seguridad en el arranque

$$S_B = \frac{200 \cdot 150}{342,79} = 87,52$$

En ambos casos el factor de seguridad se sitúa por encima de los valores 8-10, que son los mínimos utilizados en el diseño de cintas transportadoras.



ESTRUCTURA.

CINTA TRANSPORTADORA BAJA.

Se selecciona para el montaje de la estructura de la cinta transportadora un perfil cuadrado hueco 50.2 de acero estructural S275JO (EN:10025) al carbono-manganeso con un límite de fluencia $S_y=275$ MPa y un límite último a la tracción $S_{ut}=430$ MPa. Además este acero muestra buenas características para la soldadura.

Se comprueba mediante la teoría de la energía de la distorsión de Von Mises (TED) que este material no fallará ante el estado de carga estático. Para ello, se calcula el esfuerzo equivalente máximo σ_e (en la sección más solicitada de la estructura) derivado de los esfuerzos normales y cortantes y de los momentos de flexión a los que es sometida dicha estructura.

Las cargas que se deben considerar según la norma UNE 58214 son:

- Pesos propios.
- Cargas del material sobre el transportador.
- Incrustación. (10% de la carga de material)
- Tensiones en la cinta
- Efectos dinámicos. (Despreciables para aceleraciones $<0,2$ m/s²)

Mediante el programa de cálculo MEFI, se representa el estado de carga y se obtiene el esfuerzo equivalente máximo σ_e .

Con

$$q_{T1}=34 \cdot 9,81=333,5 \text{ N}$$

Peso del tambor motriz

$$q_{T2}=34 \cdot 9,81=333,5 \text{ N}$$

Peso del tambor de cola

$$q_e=146,5 \cdot 9,81=1437,2 \text{ N}$$

Peso del motor

$$T_1=126,62 \text{ N}$$

Tensión de la cinta en tambor motriz (zona tensionada)

$$T_2=56,28 \text{ N}$$

Tensión de la cinta en tambor motriz (zona destensada)

$$T_3=78,56 \text{ N}$$

Tensión de la cinta en tambor de cola (ambas zonas)

$$q_{ro}=4,2 \cdot 9,81= 41,2 \text{ N/m}$$

Peso lineal rodillos superiores

$$q_{ru}=1,4 \cdot 9,81= 13,7 \text{ N/m}$$

Peso lineal rodillos inferiores

$$q_m=1,59 \cdot 9,81= 15,6 \text{ N/m}$$

Peso lineal de la cinta

$$q_l=0,661 \cdot 9,81= 6,49 \text{ N/m}$$

Peso lineal material transportado

$$q_i=6,49 \cdot 0,1= 0,649 \text{ N/m}$$

Peso de las incrustaciones

$$q_p=9,94 \cdot 9,81 \cdot 4= 390 \text{ N/m}$$

Peso lineal perfiles sustentadores de rodillos (x4)



Fig. 1.20 – Estado de carga (N)

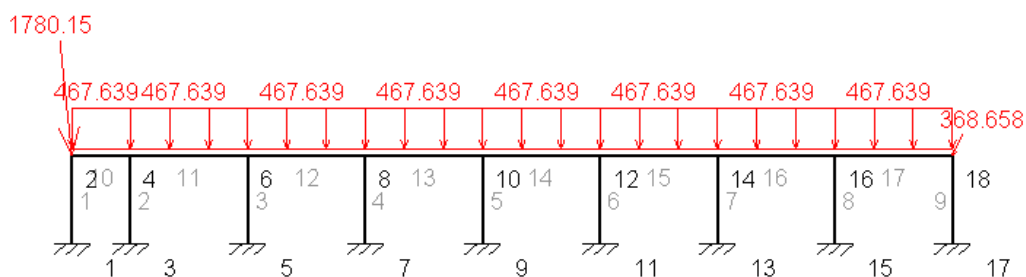


Fig. 1.21 – Esfuerzos axiales (Pa)

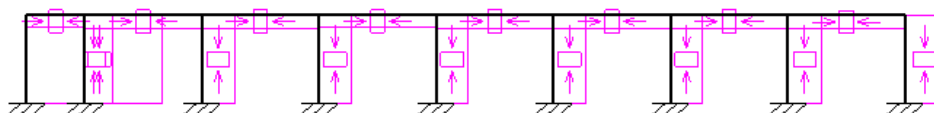


Fig. 1.22 – Esfuerzos cortantes (Pa)

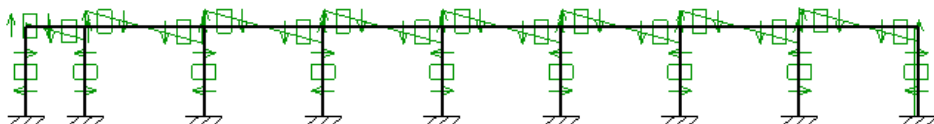
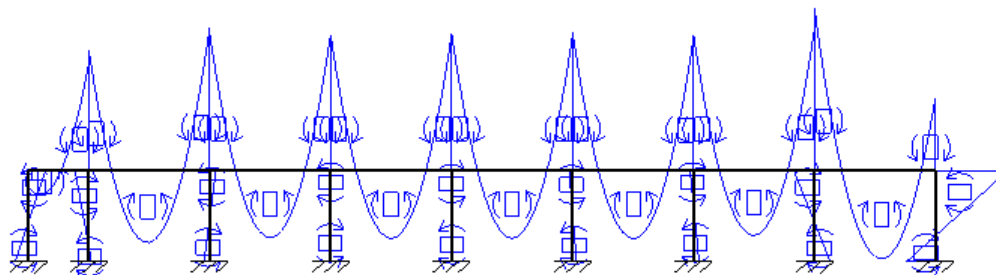


Fig. 1.23 – Momentos flexores (N·m)





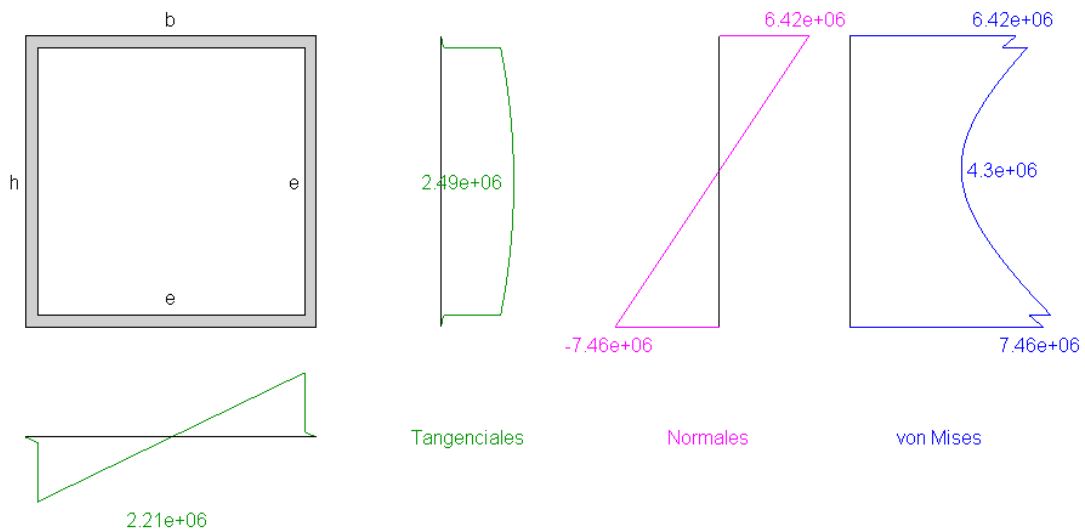
Problema de elementos rígidos (estado 1)

Tensiones tangenciales, normales y de von Mises

Axil = -192.4, cortante = 236.59 y flector = -38.678 (línea = 17, x = 0)

R50X50X2: h = 50 mm, b = 50 mm y e = 2 mm

MEFI



De los resultados arrojados por el programa se tiene que la sección más solicitada se encuentra en la barra 17 (fig. 1.20) y la combinación de esfuerzos en ella da un esfuerzo equivalente de Von Mises de:

$$\sigma_e = 7,461 \text{ MPa}$$

Mediante el criterio de la TED y considerando un factor de seguridad de 1,5, como establece la norma UNE 58214 para estructuras de acero en aparatos de manutención continua, se tiene:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_e} \geq 1,5 \quad \text{TED}$$

$$\eta = \frac{275}{7,461} \gg 1,5$$

Por tanto, se determina que el material **no falla**.



CINTA TRANSPORTADORA ALTA.

Análogamente, se selecciona para el montaje de la estructura de la cinta transportadora un perfil cuadrado hueco 50.2 de acero estructural S275JO (EN:10025) al carbono-manganeso con un límite de fluencia $S_y=275$ MPa y un límite último a la tracción $S_{ut}=430$ MPa.

Se calcula el esfuerzo equivalente máximo σ_e ante el estado de carga estático y se comprueba mediante la teoría de la energía de la distorsión de Von Mises (TED) que este material no fallará.

En este caso las cargas a considerar son:

$$q_{T1}=34 \cdot 9,81=333,5 \text{ N}$$

$$q_{T2}=34 \cdot 9,81=333,5 \text{ N}$$

$$q_e=146,5 \cdot 9,81=1437,2 \text{ N}$$

$$T_1=85,53 \text{ N}$$

$$T_2=38,59 \text{ N}$$

$$T_3=53,14 \text{ N}$$

$$q_{ro}=4,2 \cdot 9,81=41,2 \text{ N/m}$$

$$q_{ru}=1,4 \cdot 9,81=13,7 \text{ N/m}$$

$$q_m=1,59 \cdot 9,81=15,6 \text{ N/m}$$

$$q_L=0,661 \cdot 9,81=6,49 \text{ N/m}$$

$$q_i=6,49 \cdot 0,1=0,649 \text{ N/m}$$

$$q_p=9,94 \cdot 9,81 \cdot 4=390 \text{ N/m}$$

Peso del tambor motriz

Peso del tambor de cola

Peso del motor

Tensión de la cinta en tambor motriz (zona tensionada)

Tensión de la cinta en tambor motriz (zona destensada)

Tensión de la cinta en tambor de cola (ambas zonas)

Peso lineal rodillos superiores

Peso lineal rodillos inferiores

Peso lineal de la cinta

Peso lineal material transportado

Peso de las incrustaciones

Peso lineal perfiles sustentadores de rodillos (x4)

Por lo que mediante el programa de análisis de estructuras MEFI se tienen los siguientes diagramas de carga y esfuerzo.

Fig. 1.24 – Estado de carga (N)

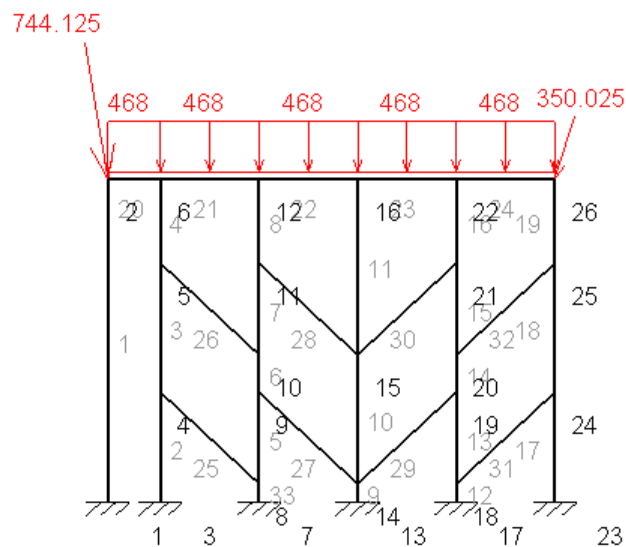




Fig. 1.25 – Esfuerzos axiales (Pa)

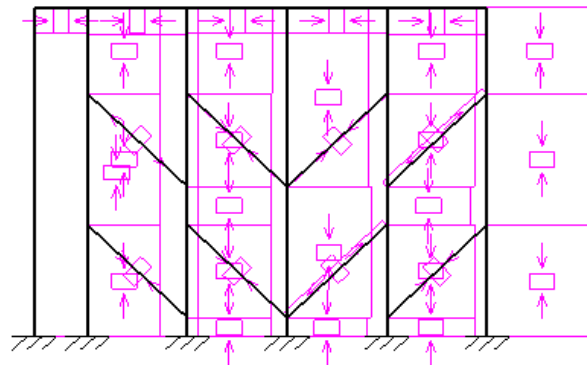


Fig. 1.26 – Esfuerzos cortantes (Pa)

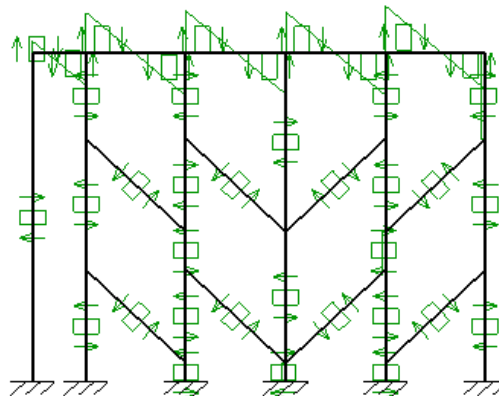
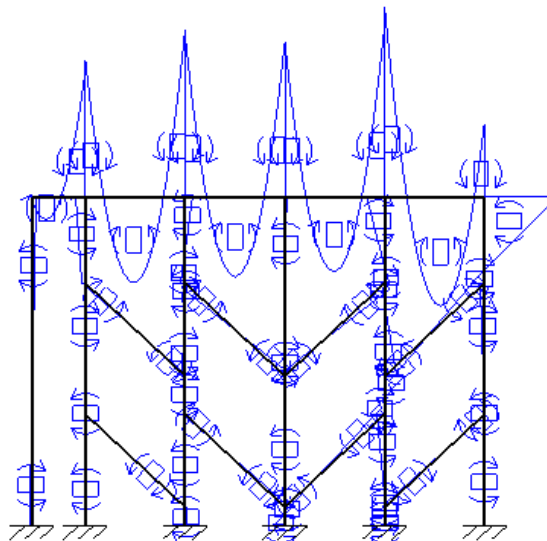


Fig. 1.27 – Momentos flexores (N-m)





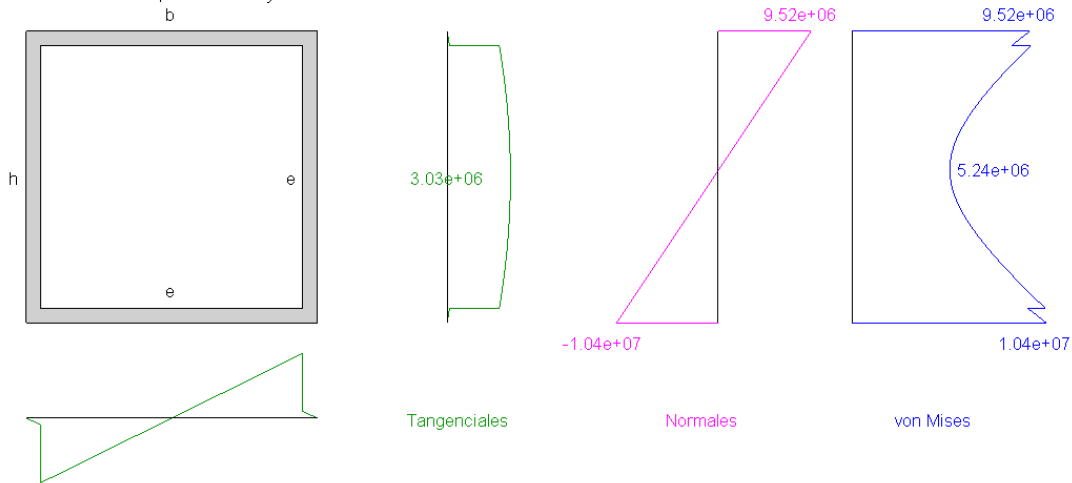
Problema de elementos rígidos (estado 1)

Tensiones tangenciales, normales y de von Mises

Axil = -127.52, cortante = 223.28 y flector = -33.862 (línea = 24, x = 0)

R40X40X2 : h = 40 mm, b = 40 mm y e = 2 mm

MEFI



De los resultados arrojados por el programa se tiene que la sección más solicitada se encuentra en la barra 24 (fig. 1.24) y la combinación de esfuerzos en ella da un esfuerzo equivalente de Von Mises de:

$$\sigma_e = 10,40 \text{ MPa}$$

Mediante el criterio de la TED y considerando un factor de seguridad de 1,5, como establece la norma UNE 58214 para estructuras de acero en aparatos de manutención continua, se tiene:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_e} \geq 1,5 \quad \text{TED}$$

$$\eta = \frac{275}{10,40} \gg 1,5$$

Por tanto, se determina que el material **no falla**.



ELEVADOR DE CANGILONES.

Finalmente, se comprueba la estructura del elevador de cangilones, compuesta por perfiles cuadrados huecos 50.2 para los pilares y perfiles rectangular macizo 60.10, todos de acero estructural S275JO (EN:10025) al carbono-manganeso con un límite de fluencia $S_y=275$ MPa y un límite último a la tracción $S_{ut}=430$ MPa.

Se calcula el esfuerzo equivalente máximo σ_e ante el estado de carga estático y, mediante la teoría de la energía de la distorsión de Von Mises (TED), se determina si el material falla o no.

En este caso las cargas a considerar son:

$q_{T1}=20,4 \cdot 9,81=200,12 \text{ N}$	<i>Peso del tambor motriz</i>
$q_{T2}=20,4 \cdot 9,81=200,12 \text{ N}$	<i>Peso del tambor de cola</i>
$q_e=40,8 \cdot 9,81=400,25 \text{ N}$	<i>Peso del motor</i>
$T_1=245,9 \text{ N}$	<i>Tensión de la cinta en tambor motriz (zona tensionada)</i>
$T_2=183,9 \text{ N}$	<i>Tensión de la cinta en tambor motriz (zona destensada)</i>
$T_3=F_N=5,63 \text{ N}$	<i>Tensión de la cinta en tambor de cola (ambas zonas)</i>
$q_m=6,6 \cdot 0,15 \cdot 3,3 \cdot 9,81= 32,1 \text{ N}$	<i>Peso de la cinta</i>
$q_L=0,661 \cdot 3 \cdot 9,81= 19,45 \text{ N/m}$	<i>Peso material transportado</i>
$q_i=19,45 \cdot 0,1= 1,945 \text{ N/m}$	<i>Peso de las incrustaciones</i>
$q_c=0,15 \cdot 100 \cdot 9,81= 147,15 \text{ N/m}$	<i>Peso de los cangilones</i>

Por lo que mediante el programa de análisis de estructuras MEF1 se tienen los siguientes diagramas de carga y esfuerzo.

Fig. 1.28 – Estado de carga (N)





Fig. 1.29 – Esfuerzos axiales (Pa)

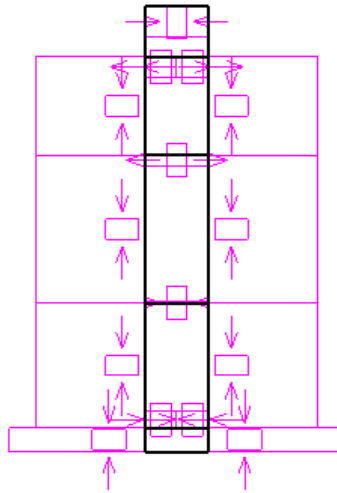


Fig. 1.30 – Esfuerzos cortantes (Pa)

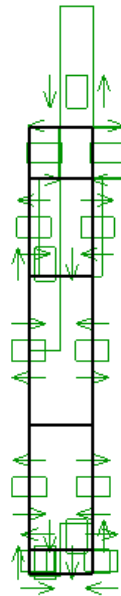
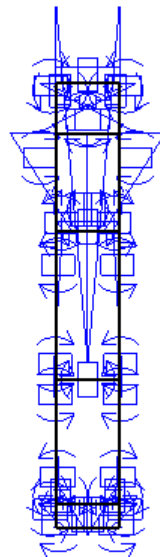


Fig. 1.31 – Momentos flexores (N·m)





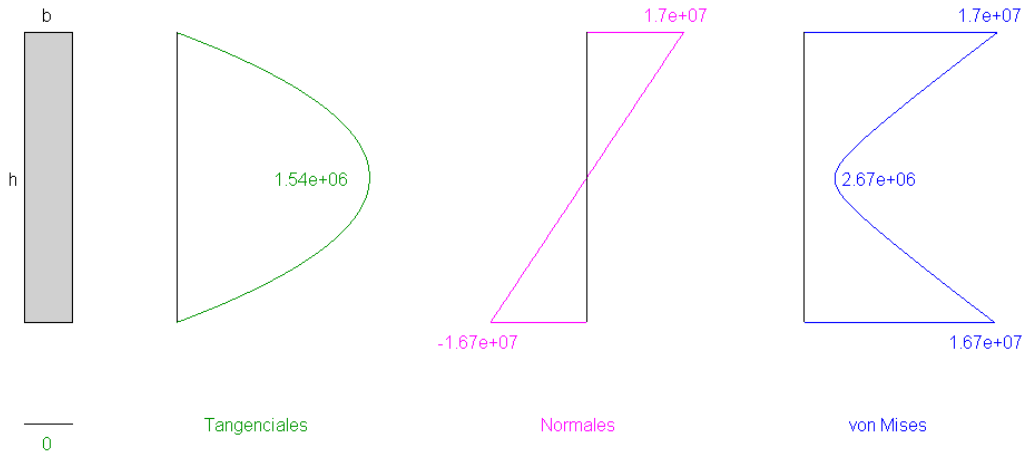
Problema de elementos rígidos (estado 1)

Tensiones tangenciales, normales y de von Mises

Axil = 73.264, cortante = 615.38 y flector = -101.12 (línea = 18, x = 0)

h = 0.06 y b = 0.01

MEFI



De los resultados arrojados por el programa se tiene que la sección más solicitada se encuentra en la costilla donde aplica la carga superior (fig. 1.28) y la combinación de esfuerzos en ella da un esfuerzo equivalente de Von Mises de:

$$\sigma_e = 16,97 \text{ MPa}$$

Mediante el criterio de la TED y considerando un factor de seguridad de 1,5, como establece la norma UNE 58214 para estructuras de acero en aparatos de manutención continua, se tiene:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_e} \geq 1,5 \quad TED$$

$$\eta = \frac{275}{16,97} = 16,2 \gg 1,5$$

Por tanto, se determina que el material **no falla**.



SEGURIDAD

ELEVADOR DE CANGILONES

El elevador de cangilones dispone de una carcasa de acero INOX AISI 304 de 2 mm de espesor, compuesta de dos partes longitudinales y una tapa superior (como se muestra en el Documento 2. Planos de este proyecto), todas ellas atornilladas para facilitar el montaje y desmontaje en los mantenimientos del elevador. Esta carcasa funciona como protección anti-atrapamiento a la vez que mantiene libre de suciedad el elevador.

CINTA TRANSPORTADORA

En la cinta transportadora a nivel se dispone longitudinalmente a ambos lados un cable de acero galvanizado con recubrimiento de PVC, con un grosor de 8 mm formado por 6 cordones con 7 hilos. Este cable, unido en su extremo a un contacto normalmente cerrado, actuará como parada de emergencia, parando de inmediato el motor de la cinta si es accionado, tal y como se muestra en el esquema eléctrico de la instalación.