UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

FACULTAD DE INGENIERÍAS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TRANSPORTADOR DE SEMIELABORADOS PARA LA FABRICACIÓN DE FILTROS DE CIGARILLOS CON CAPACIDAD DE 5000 BARRAS/MIN.

VICTOR HUGO PEDRAZA Y

JUAN CARLOS CUEVA

DIRECTOR

ING. MILTON JAMI

QUITO, ENERO DE 2015

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACION

Nosotros, Juan Carlos Cueva Loachamín y Víctor Hugo Pedraza Moromencacho autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de grado y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Juan Carlos Cueva Loachamín	Víctor Hugo Pedraza Moromenacho
C.C. 1713038147	C.C. 1713702221

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por los señores: Juan Carlos Cueva Loachamín y Víctor Hugo Pedraza Moromenacho.

Los conceptos, análisis, cálculos realizados y conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente:

Ing. Milton Jami
DIRECTOR DE TESIS

AGRADECIMIENTO

A1 Ing. Milton Jami. Director de Tesis, por su ayuda y colaboración en la realización de éste trabajo.

A la empresa Tanasa por permitirnos desarrollar este proyecto en sus instalaciones, en especial al Sr. Jaime Paredes por su apoyo incondicional durante la realización del mismo.

Y a todas las personas que sin ser mencionadas formaron parte para culminación de este trabajo.

Juan Carlos y Víctor

DEDICATORIA

A Dios, a mis padres, a mi esposa e hija quienes con su apoyo, consejos y su ejemplo me han ayudado a lograr cumplir una de las metas más grandes que me he propuesto.

Víctor.

A mis padres y a mis hijas quienes con su infinito amor y entusiasmo depositaron en mí su apoyo y confianza para culminar esta etapa de mi vida.

Juan Carlos

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN…….. 1
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA…….. 2
JUSTIFICACIÓN…….. 3
ALCANCE……. 3
OBJETIVOS…….. 4
HIPÓTESIS…… 4
MARCO METODOLÓGICO…… 5

Capítulo 1.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1. Generalidades…….....……. 7
1.2. Tipo de transportadores…….. 7
1.2.1. Transportador de banda…….. 7
1.2.1.1. Tipos principales de bandas…… 9
1.2.1.2. Constitución de la banda……. 9
1.2.2. Transportadores de cadena plástica…….. 9
1.2.2.1. Perfiles guías…… 10
1.2.2.2. Cadena de plástico…….. 11
1.2.2.3. Características técnicas de la cadena…….. 12
1.2.3. Transportadores por sistemas de succión…… 12
1.3. Transmisión de potencia……. 13
1.3.1. Motorreductores……. 13
1.3.2. Catalinas y cadenas de transmisión…… 15
1.3.2.1. Las principales ventajas de su utilización…….. 16
1.3.2.2. Las principales desventajas…… 16
1.3.2.3. Tipos de cadenas……. 16
1.3.2.3.1. Cadenas de rodillos……. 16
1.3.2.3.2. Cadenas múltiples…… 17
1.3.2.3.3. Identificación de cadenas…… 18

1.3.2.4. Ruedas para cadenas…… 19
1.3.3. Correas de sincronización…… 21
1.4. Cadenas Transportadoras……. 22
1.5. Materiales……. 24
1.5.1. Introducción……. 24
1.5.2. Acero…… 24
1.5.2.1. Acero inoxidable…….. 25
1.5.3. Aluminio…….. 25
1.5.4. Plásticos…… 26
1.5.4.1. Nylon…… 26
1.5.4.2. Policarbonato…… 26
1.6. Rodamientos……. 27
1.6.1. Tipos existentes…… 27
1.7. Conformado…….. 28

Capítulo 2.

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

2.1. Introducción…….. 29
2.2. Presentación de alternativas……. 29
2.2.1. Alternativa 1, transportador de banda…….. 29
2.2.1.1. Ventajas…… 30
2.2.1.2. Desventajas…….. 30
2.2.2. Alternativa 2, transportador de cadena plástica……..…….. 30
2.2.2.1. Ventajas…… 31
2.2.2.2. Desventajas…….. 31
2.2.3. Alternativa 3, transportador por sistemas de tambores a succión…… 31
2.2.3.1. Ventajas…… 32
2.2.3.2. Desventajas…….. 32
2.3 Criterios de selección……... 33
2.3.1. Parámetros de ponderación…….. 33
2.4. Selección de la mejor alternativa…….…… 34

Capítulo 3.

CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DEL TRANSPORTADOR

3.1. Datos generales…….. 35

3.2. Cálculo de semielaborados requeridos……... 35

3.2.1. Semielaborado blanco…… 36

3.2.2. Semielaborado negro……. 36

3.3. Cálculo de la velocidad de las cadenas transportadoras…… 37

3.3.1. Cálculo de la velocidad de la cadena transportadora de la tolva de descarga…… 38

3.4. Análisis práctico para determinar la velocidad real de la cadena de semielaborado negro……... 39

3.5. Análisis práctico para determinar la velocidad real de la cadena para semielaborado blanco……..... 40

3.6. Cálculo de velocidades del sistema de transmisión por cadena, de la tolva de descarga de semielaborado blanco…….…….. 42

3.6.1. Cálculo de la velocidad angular n1…….. 43

3.6.2. Cálculo del número de dientes y velocidades angulares de la transmisión…….. 43

3.6.3. Cálculo del diámetro de Z1…… 44

3.7. Cálculo de velocidades de la cadena transportadora de ingreso al distribuidor… 45

3.7.1. Deducción de la velocidad de la cadena del distribuidor de semielaborado blanco……. 46

3.7.2. Deducción de la velocidad de la cadena del distribuidor de semielaborado negro……. 46

3.8. Cálculo del eje motriz principal de la cadena transportadora del sistema distribuidor de semielaborado negro…….. 47

3.8.1. Cálculo del diámetro de Z1…… 49

3.8.2. Cálculo del engranaje motriz de la cadena transportadora…….…… 50

3.8.3. Cálculo del eje motriz…..…….. 53

3.8.4. Selección del rodamiento 62

3.9. Cálculo de las columnas del sistema distribuidor…….……. 62

3.9.1. Cálculo de la soldadura en la base del distribuidor……... 69

3.10. Cálculo de los pernos……. 70

3.11. Cálculo del espesor de la placa superior del distribuidor…….. 71
3.12. Selección de chavetas…… 72

Capítulo 4.

ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

4.1. Introducción…….. 73
4.2. Costo de construcción de la máquina transportadora…… 73
4.2.1. Componentes de la unidad transportadora…… 74
4.2.2. Personal requerido para la construcción de la máquina…… 74
4.2.3. Costos directos…….. 75
4.2.3.1. Costos de materiales directos…… 75
4.2.3.2. Costos de elementos normalizados……... 76
4.2.3.3. Costo de maquinado…….. 77
4.2.3.4. Costo de montaje……... 78
4.2.3.5. Costo total……. 78

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones……..……... 79
Recomendaciones…….. 80
Bibliografía……..... 81
Consultas web……...……. 82

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

FIGURAS

Capítulo 1

Figura1.1 Banda Transportadora…… 8
Figura 1.2 Transportador de cadena…… 10
Figura 1.3 Perfil guía de cadena…… 11

Figura 1.4 Uniones de perfiles…..…….. 11
Figura 1.5 Cadenas transportadoras de plástico……. 12
Figura 1.6 Transportador por tambores de succión……. 13
Figura 1.7 Motorreductor…… 13
Figura 1.8 Cadena de transmisión de rodillos……. 17
Figura 1.9 Cadena múltiple……. 18
Figura 1.10 Identificación de cadena…… 18
Figura 1.11 Rueda para cadena silenciosa 20
Figura 1.12 Transmisión por banda dentada…… 21
Figura 1.13 Banda dentada de doble lado…… 21
Figura 1.14 Cadena transportadora…….. 22

Capítulo 2

Figura 2.1 Banda transportadora…… 29
Figura 2.2 Cadena de transporte……. 30
Figura 2.3 Transportador por tambores de succión…… 32

Capítulo 3

Figura 3.1 Filtro de cigarrillo……. 35
Figura 3.2 Semielaborado blanco…….. 36
Figura 3.3 Semielaborado negro…… 37
Figura 3.4 Cadena transportadora…….. 37
Figura 3.5 Cadena transportadora de semielaborado negro…….. 39
Figura 3.6 Cadena transportadora de semielaborado blanco…… 41
Figura 3.7 Cadena cinemática sistema de transmisión……. 42
Figura 3.8 Cadena cinemática sistema de transmisión del distribuidor…….. 47
Figura 3.9 Diagrama de fuerzas engranaje motriz…… 50
Figura 3.10 Diagrama de tensiones……. 51
Figura 3.11 Número de barras en un área determinada…….. 51
Figura 3.12 Diagrama de cuerpo libre……...……. 53
Figura 3.13 Representación del sistema eje motriz……. 54
Figura 3.14 Diagrama de fuerzas……. 54
Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre y tensiones…….. 54

Figura 3.16 Diagrama de momentos…… 55
Figura 3.17 Diagrama de cuerpo libre parte 2……. 58
Figura 3.18 Diagrama de momentos parte 2…… 59
Figura 3.19 Diagrama de cargas del rodamiento……. 62
Figura 3.20 Diagrama de cuerpo libre……..…… 63
Figura 3.21 Diagrama de deformaciones……. 65
Figura 3.22 Diagrama de momentos…… 67
Figura 3.23 Vista lateral de la estructura……. 68
Figura 3.24 Diagrama de deformación…… 69
Figura 3.25 Diagrama de cargas y momentos para la soldadura…… 69
Figura 3.26 Diagrama de cargas de la placa…… 71

TABLAS

Tabla 1.1 Pasos estándares de bandas de sincronización…… 22
Tabla 1.2 Características mecánicas de los aceros inoxidables…….. 25
Tabla 2.1 Selección de alternativas……... 33
Tabla 3.1 Datos generales del transportador…….. 35
Tabla 3.2 Promedio de mediciones semielaborado negro……. 40
Tabla 3.3 Promedio de mediciones semielaborados blancos…….… 41
Tabla 4.1 Costo de materiales directos…….. 75
Tabla 4.2 Costo de elementos normalizados……...…… 76
Tabla 4.3 Costo de maquinado……..... 77
Tabla 4.4 Costo de montaje……...…… 78
Tabla 4.5 Costo total…… 78

INDICE DE ANEXOS.

Anexo 1 Plano general y despiece.

Anexo 2 Manual de Funcionamiento.

Anexo 3 Catálogo de rodamientos SKF

Anexo 4 Catálogo de cadena transportadora Flex Link.

Anexo 5 Catálogo de perfiles Flex Link.

Anexo 6 Catálogo de curvas verticales Flex Link.

Anexo 7 Tabla para cálculo de cargas distribuidas en placas.

Anexo 8 Tabla para selección de chavetas

Anexo 9 Tabla para cálculo de ruedas dentadas para cadenas de rodillos.

Anexo 10 Tabla de cadenas de rodillos.

Anexo 11 Tabla de resistencia de los tornillos.

Anexo 12 Tabla de ajustes recomendados

Anexo 13 Símbolos de tolerancias geométricas.

Anexo 14 Fotografías

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Abrasión.- Desgaste de la superficie, producido por rayado continuo, usualmente debido a la presencia de materiales extraños, o partículas metálicas en el lubricante.

Acero.- Metal formado a base de hierro y aleado con carbono en una proporción entre 0,03% y 12%.

Articulación.- Enlace o unión entre dos partes de una máquina que permite y ordena su movimiento.

Automatización.- Técnica para manejar todo o parte de un proceso de manufactura, incluidos la inspección y el rechazo. Parte o todo el proceso puede quedar bajo control electrónico automático.

Banda.- Se usa para transmitir la energía de una flecha a otra al circular sobre poleas planas, convexas o de arcos ranurados. Las bandas pueden ser planas, en forma de V o con costillas para adecuarse a las poleas en forma adecuada.

Cadena.- Eslabones de metal de forma oblonga o circular enlazados para formar un cable flexible de montacargas o para transmitir energía.

Chaveta.- Cuña, varilla o pasador cónico que pasa por una perforación rasurado en un miembro y se apoya contra el extremo de un segundo miembro, cuya posición axial puede ser fijada o ajustable.

Cojinete.- Pieza en que se sujeta y gira un eje de maquinaria.

Corrosión.- Desgaste o destrucción lenta y paulatina de una cosa.

Deflexión.- Medida lineal de la cantidad de movimiento que produce una estructura sujeta a un momento de flexión, a una fuerza de corte o a un par.

Deformación.- Alteración de la forma de un cuerpo.

Densidad.- Relación entre la masa y el volumen de una sustancia o cuerpo.

Desgaste.- La pérdida de material de la superficie como resultado de una acción mecánica.

Dureza.- Resistencia a la deformación, es medida por lo general al calibrar la resistencia a la identación mediante algunas de las diversas pruebas de dureza.

Eje.- Pieza mecánica que transmite el movimiento de rotación en una máquina.

Energía.- Capacidad de un cuerpo para realizar trabajo.

Engranaje.- Cualquier sistema mecánico para la transmisión del movimiento. Transmisión de la rotación mediante ruedas dentadas.

Ergonomía.- Ciencia que estudia la capacidad y la psicología del hombre en relación con su trabajo y la maquinaria o equipo que maneja, y trata de mejorar las condiciones que se establecen entre ellos.

Eslabón.- Pieza con forma de aro o anillo que, enlazada con otras semejantes, forma una cadena.

Fatiga.- Proceso físico por el que los materiales llegan a un punto de falla debido a la acción repetida de un ciclo de esfuerzo.

Flecha.- Huso que gira en cojinetes y lleva poleas, engranajes circulares, etc., para transmitir potencia. Las flechas pueden ser solidas o huecas.

Fricción.- Roce de dos cuerpos en contacto.

Gravedad.- Fuerza que hace que los cuerpos se dirijan hacia el centro terrestre, por mutua atracción de la masa del cuerpo y de la Tierra.

Lubricación.- Distribución de lubricante entre superficies de contacto en movimiento, a fin de reducir la fricción entre ellas.

Lubricante.- Sustancia que sirve para reducir la fricción entre superficies de rozamiento en movimiento relativo.

Piñón.- Rueda pequeña y dentada que engrana con otra mayor en un mecanismo.

Potencia.- Cantidad de trabajo que se realiza en una unidad de tiempo.

Presión.- Fuerza que ejerce un gas, líquido o sólido sobre una unidad de superficie de un cuerpo.

Productividad.- Incremento o disminución de los rendimientos finales en función de los factores productivos.

Rigidez.- Incapacidad o gran dificultad para doblarse o torcerse.

Rodillo.- Pieza de metal cilíndrico y giratorio que forma parte de diversos mecanismos.

Semielaborado.- Producto utilizado como materia prima para la fabricación de filtros.

Succión.- Extracción o absorción por otro medio.

Tensión.- Estado de un cuerpo sometido a la acción de fuerzas que lo estiran.

SIMBOLOGIA

P	Paso de la cadena
G	Ancho del eslabón
a2	Ancho exterior
b1	Ancho interior
d1	Diámetro del rodillo
d2	Diámetro del pasador
e	separación entre filas
z	Numero de dientes de la cadena
De	Diámetro exterior de la cadena
Dp	Diámetro primitivo
Mpa	Mega pascal
Gpa	Giga pascales
Qb	Cantidad de barras de semielaborado blanco
Lb	Longitud de semielaborado blanco por cada filtro
Qf	Cantidad de barras de filtros que produce la máquina por minuto
Ltb	Longitud total de la barra de semielaborado blanco
Qn	Cantidad de barras de semielaborado negro
Ln	Longitud de semielaborado negro por cada filtro
Ltn	Longitud total de la barra de semielaborado negro
v	Velocidad lineal
t	Tiempo
r	Radio
z	Numero de dientes de la catalina
Wservo	Velocidad angular del servo motor
qb	Peso de la cadena transportadora
q	Carga total
µ	Coeficiente de rozamiento
T	Tensión
L	Longitud
Rb	Radio de la banda
I	Inercia
σ	Esfuerzo

Sy	Esfuerzo admisible
E	Módulo de elasticidad del material en la viga
I	Momento de inercia de la sección transversal de la viga
AD	Acciones en desplazamiento
ADL	Acciones en desplazamientos debido a cargas
SD	Matriz de rigidez de desplazamiento
dm	Desplazamiento en cada grado de libertad
Am	Acciones de extremo, momentos o carga axial
Aepn	Acciones de empotramiento
G	Desplazamientos unitarios
M	Momento
fs	Factor de seguridad

RESUMEN

El presente proyecto se desarrollará de acuerdo a las necesidades requeridas por la empresa Tanasa, que es la de transportar producto semielaborado hacia las dos máquinas que producen filtros de cigarrillos, desde una tolva de carga centralizada ergonómica, evitando la carga directa y manual como lo hacen actualmente.

En la primera fase se presentará los objetivos generales y específicos, alcance, justificación, métodos de investigación y el fundamento teórico de las partes que componen un transportador.

A continuación se realizará el dimensionamiento del espacio físico, el diseño, los cálculos respectivos, selección de elementos mediante el uso de tablas y catálogos; luego se elegirá la mejor alternativa de construcción, para transportar el flujo de semielaborado requerido en cada una de las máquinas.

Se proseguirá con el cálculo de costos: materiales locales e importados, maquinado, insumos, mano de obra.

Finalmente se incluirá como anexos: los planos, guía mantenimiento del transportador, tablas y fotografías.

ABSTRACT

This project is developed according to the needs of the company Tanasa, which is responsible for transporting semi-finished products processing machines at the cigarette filters.

From a centralized ergonomic loading hopper avoiding direct and manual loading as it is currently done.
The first phase of the general and specific objectives, scope, justification, research methods and the theoretical basis of the parts of the conveyor is analyzed

Then is performed the physical space sizing, design, calculations, selecting items using catalogs, place then choose the best construction option to transport semi flow required in each of the machines.

We continue with the calculation of costs, local and imported materials, inputs and labor.
Finally concluded as annexes. Maintenance plans and recommendations

INTRODUCCIÓN

La automatización de los procesos es uno de los principales objetivos de cualquier industria, para lograrlo se necesitan recursos específicos en una organización como lo son los recursos económicos y el recurso humano capacitado.

Uno de los principales problemas que han enfrentado las industrias es que han crecido en tamaño, pero no han modernizado sus procedimientos y continúan con el mismo proceso productivo con el que empezaron a funcionar, solamente que en mayor escala.

En estas empresas se pueden lograr grandes innovaciones utilizando el diseño de la ingeniería para mejorar notoriamente sus sistemas e intentar automatizar sus procesos. Actualmente en la industria nacional los procesos automatizados han ido tomando auge debido a las exigencias del medio como lo pueden ser: reducción de costos, necesidad de reducir tiempos de producción, alcanzar niveles de productividad más altos, asegurar niveles de calidad específicos, etc.

Debido a que el recurso económico es un factor importante para llevar a cabo una automatización, constantemente se tienen que mejorar los diseños existentes que satisfagan las necesidades de las plantas. Por ende los Ingenieros deben buscar soluciones de diseño prácticas que cumplan los requerimientos de funcionalidad, resistencia, apariencia, economía y protección ambiental.

Este trabajo está enfocado específicamente en los pasos a seguir para el diseño y construcción de un elemento de transporte que acoplará un módulo de almacenamiento, un módulo elevador, un módulo distribuidor y un módulo de descarga de semielaborados para filtros de cigarrillos, que inicia con el detalle del proceso actual y finaliza con el modelo del transportador que mejorará la línea de producción.

Con la elaboración de este sistema transportador se busca mejorar la productividad en el proceso de fabricación de filtros para cigarrillos debido a que se centralizará la tolva de carga de semielaborado. Además de evitar posibles trabones o paros de máquinas ocasionadas por el abastecimiento manual a cada una de las máquinas.

Para alcanzar el objetivo principal de este proyecto se analizaron los distintos modelos ya existentes de elementos transportadores; posteriormente se eligió el más adecuado para satisfacer las necesidades de la planta, y se procedió al diseño y construcción del transportador

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

La fábrica Tanasa se encuentra ubicada en la ciudad de Quito, panamericana sur Km 5½, la misma que viene funcionando desde 1973 en la elaboración de diversas marcas de cigarrillos.

En la sección de filtros de la fábrica actualmente existen máquinas que producen filtros de cigarrillos usando dos tipos de semielaborados, semi-negro y semi-blanco, estos productos vienen en bandejas de cartón con una capacidad de 4000 barras y un peso aproximado de 6 y 4kg en el producto semielaborado negro y blanco respectivamente. Las mismas que deben ser cargados a la máquina con una frecuencia de 2 minutos c/bandeja.

Este cargado de bandejas produce fatiga y cansancio en la persona que realiza esta operación, además problemas de ergonomía por estar realizando diversos movimientos repetitivos a una altura no recomendada.

Con el propósito de mejorar tiempos y movimientos, se plantea el diseño y construcción de un transportador que permitan un proceso continuo de las labores a fin de garantizar productos de óptima calidad, de tal forma que se pueda evaluar las ventajas de funcionamiento de este sistema.

JUSTIFICACIÓN.

En la Fábrica Tanasa el sistema actual de llenado de tolvas con producto semielaborados en las máquinas elaboradoras de filtros de cigarrillos se realiza manualmente con una frecuencia de 2 min por bandeja (4000barras) tanto de semielaborado blanco como de semielaborado negro.

Por lo cual se crea la necesidad de optimizar los tiempos, reducir paros de máquinas y el

esfuerzo físico de las personas que realizan esta operación. Por lo tanto se realiza un análisis de alternativas y se llega la conclusión que se debe construir un transportador de semielaborados con una capacidad de 5000 barras/min.

Cabe mencionar que el transportador abastecerá a dos máquinas elaboradoras de filtros de cigarrillos.

ALCANCE.

En el presente proyecto se propone diseñar, seleccionar la mejor alternativa, la elaboración de planos, para construir un sistema transportador con capacidad de 5000 barras/min., de semielaborados para producción de filtros de cigarrillos, que comprende los mecanismos siguientes: centro de almacenamiento, sistema elevador, sistema distribuidor, cadena transportadora y un sistema de succión de polvo de carbón.

Se instalará un sistema de control automático de avance de la cadena transportadora según el requerimiento de cada una de las 2 máquinas.

Los planos constructivos necesarios del sistema a realizar estarán bajo las normas de dibujo técnico establecidas.

Se realizará el estudio de las normas que se adoptarán para seleccionar los materiales y repuestos que se utilizarán en la construcción del transportador, por cuanto el producto semielaborado se considera de grado alimenticio.

Se estudiará las alternativas de los sistemas o mecanismos de distribución del semielaborado para direccionar a cada una de las máquinas.

El centro de almacenamiento tanto de semi-negro como de semi-blanco tendrá una capacidad de llenado de 9 bandejas de cada uno de los productos semielaborados.
Debido al proceso de fabricación de filtros de cigarrillos especialmente del semi-negro se genera polvo de carbón, el cual será absorbido mediante un ducto y un extractor de polvo seleccionado en el diseño.

El análisis del costo total de la máquina comprenderá, de los costos indirectos, de materiales, de material de importación, de maquinado y de mano de obra.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL:

- Diseñar y construir un transportador de semielaborados, empleados en la elaboración de filtros de cigarrillos para la Fábrica TANASA.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Determinar la ubicación en el Área de Filtros donde se realizará el montaje del transportador con las máquinas existentes.
- Diseñar y construir el sistema de succión de polvo de carbón producido por el proceso de trasportación de semielaborado negro.
- Realizar los planos generales y despiece del transportador en AutoCAD que cumpla con las características técnicas de sus componentes.

HIPÓTESIS

Mediante el diseño del sistema transportador se podrá optimizar los tiempos de llenado de producto semielaborado 5000 unidades/minuto en las tolvas de la máquina elaboradora de filtros, como mejorar el proceso ergonómico en el lugar de fabricación, con el propósito de conservar el producto semielaborado dentro de las especificaciones técnicas y de cantidad requeridas por la fábrica Tanasa.

MARCO METODOLÓGICO.

Método de investigación de campo.

La investigación de campo es la actividad científica que se la realiza en los lugares en donde se están desarrollando los acontecimientos, por lo que, este tipo de investigación

conduce al contacto directo con los sujetos y objetos del estudio.

El trabajo en campo explora, observa y estudia el fenómeno en sí. Este trabajo se realiza a manera de encuesta que incumbe a personas, a hechos reales o a fenómenos[1].

Dentro de las instalaciones de la planta Tanasa ubicada en la ciudad de Quito se recopila toda la información del área de elaboración de filtros para cigarrillos, desde su espacio físico, personal que trabaja en el área, el proceso de elaboración y el almacenamiento de las cajas de materia prima en la actualidad.

Y que parte de esta información va a ser empleado en el desarrollo del marco teórico, debido a que nos facilita la obtención de información relacionada, por lo cual el método de investigación de campo es adecuado para nuestro estudio.

Método de investigación bibliográfica y documental.

La investigación documental consiste en el análisis de las fuentes documentales como las enciclopedias, los diccionarios especializados, toda clase de libros y revistas científicas, etc., que sirven de apoyo a la investigación proyectada[2].

Para el diseño se partirá del análisis de materiales, presupuesto y selección del motorreductor y/o elementos estandarizados.

Mediante el uso de documentación referida al diseño mecánico y al uso de catálogos se seleccionarán los componentes de acuerdo a su costo y aplicación, además en lo referido al tipo de materiales se estudiará la posibilidad del uso de materiales alternativos que proporcione mejor funcionalidad.

[1] Métodos y técnicas de investigación, Abraham Gutiérrez Martínez, Editorial Época, 1985.
[2] Métodos y técnicas de investigación, Abraham Gutiérrez Martínez, Editorial Época, 1985.

En lo que se refiere a la selección del sistema de transportador se seleccionará de acuerdo a las necesidades, el costo y a la versatilidad que puedan ofrecer las distintas marcas existentes en el mercado.

Método deductivo.

El método deductivo sigue un proceso sintético – analítico, se presentan conceptos, principios, definiciones, leyes o normas generales, de las cuales se extraen conclusiones o consecuencias en las cuales se aplican; o se examinan casos particulares sobre la base de las afirmaciones generales presentadas[3].

Partiendo del proceso de fabricación de los filtros de cigarrillos y de cómo es actualmente el sistema de abastecimiento del producto semielaborado se aplicará los conceptos de velocidad de avance que permita diseñar un sistema de transportador, empleando los métodos referidos anteriormente.

[3] Nociones de metodología de investigación científica, Francisco Leiva Zea, Tercera edición, 1984

CAPITULO 1

FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

1.1. Generalidades

Los medios de transporte de materiales tienen diferentes características y en diversas presentaciones. Para la selección de los equipos, es necesario tener en cuenta el lugar disponible para el desplazamiento, la distribución de la planta, la cantidad y el volumen del material a movilizar, la frecuencia requerida para el traslado, la seguridad del personal, la conservación del material, entre otros.

Los equipos transportadores sirven para una gran variedad de propósitos en casi todas las industrias así como en otras actividades comerciales y de servicios, estos permiten el transporte con un flujo uniforme de una operación a otra, además de efectuar muchas otras funciones tales como distribuir el material y el llenado de contenedores, ya que su función principal es garantizar la continuidad de las operaciones teniendo en cuenta sus características, aplicaciones y tipos.

El transporte de materiales está orientado a simplificar procesos, optimizar los espacios incrementar productividad, brindar control y competitividad. La gran variedad de transportadores hacen de ésta máquina un auxiliar indispensable en la industria y otras actividades.

Con este propósito se describe los sistemas de transporte por bandas, por cadenas plásticas y por tambores a succión.

1.2. Tipos de transportadores

1.2.1. Transportador de banda

Un transportador de banda, figura 1.1, es un sistema de transporte continuo formado básicamente por una banda continua que se mueve entre dos tambores.

Figura 1.1 Banda transportadora

Fuente http://www.dedime.com

Existen bandas transportadoras para uso ligero y uso pesado. La banda es arrastrada por fricción por uno de los tambores, que a su vez es accionado por un motor. El otro tambor suele girar libre, sin ningún tipo de accionamiento, y su función es servir de retorno a la banda. La banda es soportada por rodillos entre los dos tambores.

Debido al movimiento de la banda el material depositado sobre la banda es transportado hacia el tambor de accionamiento donde la banda gira y da la vuelta en sentido contrario. En esta zona el material depositado sobre la banda es vertido fuera de la misma debido a la acción de la gravedad.

Los transportadores de banda se usan principalmente para transportar materiales granulados, agrícolas e industriales, tales como cereales, carbón, minerales, etcétera.

1.2.1.1. Tipos principales de bandas

Pueden llevarse a cabo las siguientes clasificaciones de las bandas:

- Según el tipo de tejido:
- De algodón.
- De tejidos sintéticos.
- De cables de acero.

- Según la disposición del tejido:
- De varias telas o capas.
- De tejido sólido.

- Según el aspecto de la superficie portante de la carga:
- Lisas (aspecto más corriente).
- Rugosas.
- Con nervios, tacos o bordes laterales vulcanizados.

1.2.1.2. Constitución de la banda

La banda al cumplir la función de transportar, está sometida a la acción de las siguientes influencias:

- De las fuerzas longitudinales, que producen alargamientos.
- Del peso del material
- De los impactos del material sobre la cara superior de la banda, que producen erosiones sobre la misma.

1.2.2. Transportadores de cadena plástica

"Los transportadores de cadena plástica están construidos sobre un perfil de aluminio o acero inoxidable con guías de deslizamiento que conducen la cadena los productos a transportar pueden ir directamente sobre el transportador o en los pallets.

Este transportador tiene un ancho que varía de 45mm a 626mm y su capacidad abarca desde algunos gramos de peso hasta productos de 30Kg". ***(www.c-asystems.com.mx/spanish/conveyingequipment.html)***.

Los transportadores a cadena cuya principal aplicación es el transporte de envases o cajas, aquí la cadena cumple la misma función que una banda transportadora pero con algunos beneficios extras como la posibilidad de realizar curvas y cambios de dirección horizontales así como verticales durante el transporte, debido a la capacidad de articulación de sus eslabones, como indica la figura 1.2.

Figura 1.2 Transportador de cadena

Fuente: (Flex link)

1.2.2.1. Perfiles guías

Los perfiles guías, figura 1.3, son de aluminio extruido y muy versátiles de acuerdo a la necesidad, el ancho del perfil se seleccionará de acuerdo a la cadena transportadora que se vaya a usar, estos perfiles tienen una longitud de 3m. (Anexo 5), si se requiere tramos más largos estos se unirán mediante unas regletas de conexión, figura 1.4.[4]

[4] http://www.flexlink.com/es/offering/conveyor-systems/aluminum/xl.jsp

Figura 1.3 Perfil guía de cadena

Fuente: (Flex Link)

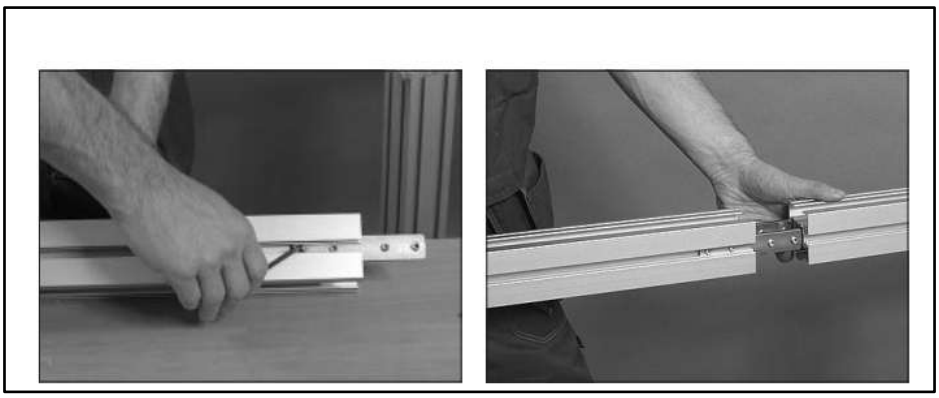


Figura 1.4 Uniones de perfiles

Fuente: (Flex Link)

1.2.2.2. Cadena de plástico

Los sistemas transportadores se basan en un transportador de cadena de plástico multiflexible de montaje cerrado, que proporciona una capacidad de funcionamiento en posición recta, horizontal y vertical. Las curvas horizontales permiten un enrutamiento cerca de máquinas, lo que permite ahorrar espacio en el suelo. Las curvas verticales como indica el anexo 6, también ahorran espacio en el suelo al permitir el transporte en varios niveles y facilitan el acceso a los operadores, figura 1.5 [5]

[5] http://www.flexlink.com/es/offering/conveyor-systems/

Figura 1.5 Cadenas transportadoras de plástico Fuente: (REX TABLE-TOP)

1.2.2.3. Características técnicas de la cadena

Potencia de la unidad de tracción	0,67HP
Tensión límite de la cadena	500 N
Ancho del perfil	65 mm
Ancho de la cadena	63 mm
Paso de la cadena	25,4 mm
Ancho de los productos	15-140 mm
Ancho de los productos	30-300 mm
Peso máximo de los productos, transporte horizontal	101kg
Peso máximo de los productos, transporte vertical	2 kg
Peso máximo que puede soportar el transportador	150 kg
Longitud máxima del transportador	40 m

Cadena 3905380, ver Anexo 4

1.2.3. Transportadores por sistemas de tambores a succión

Otra forma de transportar es mediante sistemas de succión, para esto se utilizarán tambores acanalados perforados, este sistema se usa para transporte horizontal y vertical, en la fabricación de cigarrillos, figura 1.6.

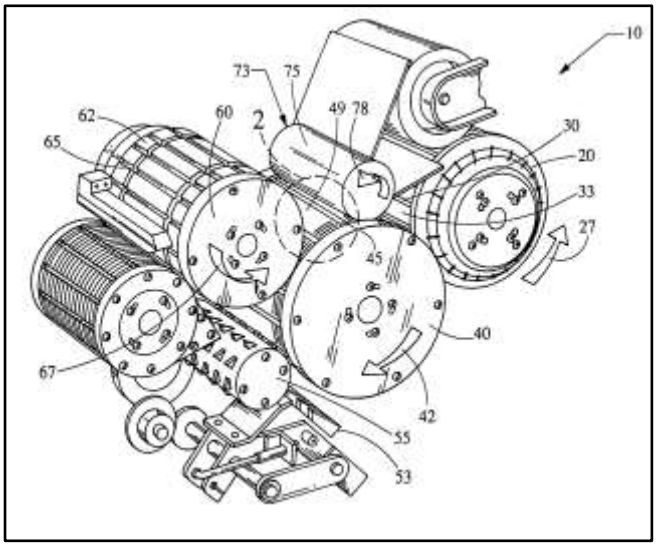


Figura 1.6 Transportador por tambores de succión

Fuente: ***(http://www.google.com.ec/search?q=hauni+max+s, 2014)***

1.3. Transmisión de potencia

1.3.1. Motorreductores

Los motorreductores, figura 1.7, son elementos mecánicos muy adecuados para el accionamiento de todo tipo de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesiten reducir su velocidad de una forma eficiente, constante y segura.

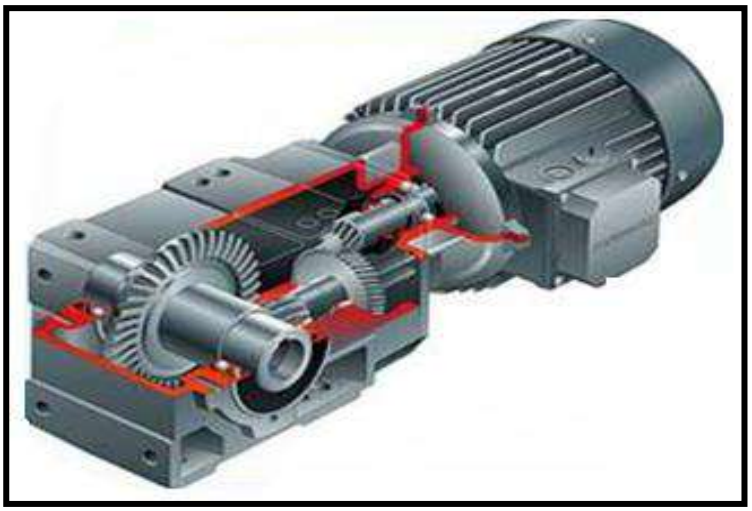


Figura 1.7 Motoreductor

Fuente:http://www.monografias.com/trabajos58/diseno-cintas-transportadoras

Un motorreductor tiene un motor acoplado directamente, el reductor no tiene un motor acoplado directamente.

Características a tomar en cuenta para la selección de reductores y/o motorreductores:

a.- Tamaño

Los reductores se describen en función a su tamaño. A menudo, el tamaño de la unidad es un indicio de la distancia entre los centros del eje de entrada y el eje de salida. El sistema de numeración utilizado para describir el tamaño del reductor es determinado por el fabricante.

El tamaño real de un reductor es función de su potencia mecánica nominal y su relación de transmisión. Una potencia nominal alta requiere engranajes de cara más ancha, mayor distancia entre centros, ejes y cojinetes más pesados, y uno caja más fuerte de una unidad de potencia nominal baja. Además, una unidad con una relación de transmisión alta será de mayor tamaño que una con una relación de transmisión baja, aunque las potencias nominales sean iguales.

b.- Potencia Mecánica

La potencia mecánica nominal de un reductor, nos indica cuanta potencia mecánica, la unidad puede transmitir con ciertas condiciones dadas. Este valor es función de la velocidad y del par reductor, tal como en el caso de los motores. El valor del par es determinado por la capacidad mecánica de los engranajes, el eje, los cojinetes y la caja. La variable principal es la velocidad. Al bajar la velocidad, aumenta la potencia y viceversa siempre y cuando sea a un mismo par.

c.- Potencia Térmica

Un reductor tiene un régimen térmico que se refiere a la potencia que la unidad puede transmitir en funcionamiento continuo sin un aumento excesivo de temperatura. La potencia térmica nominal puede ser más alta o más baja que la potencia mecánica nominal.

d.- Capacidad de Sobrecarga

Principalmente son los factores de desgaste, que dependen directamente de la superficie y dureza del diente, los que determinan la capacidad de sobrecarga continua. La capacidad de sobrecarga intermitente es determinada por la resistencia de los dientes de engranaje. Muchas unidades de engranaje pueden aceptar cargas máximas equivalentes al 200 por ciento de la potencia nominal indicada por el fabricante, si no se producen por períodos de más de unos pocos minutos en 10 horas de operación. (Esto se basa en las normas de los fabricantes).

e.- Relación de Transmisión

La relación de un reductor de engranajes es simplemente la relación de la velocidad de entrada a la velocidad de salida. Se calcula mediante la fórmula.

$$\frac{\text{RPM de entrada}}{\text{RPM de Salida}} = \text{Relación de transmisión}$$

Una relación de transmisión es un factor que tiene poco significado por sí mismo. Se la utiliza principalmente junto con la velocidad de entrada para determinar el resultado final, es decir, la velocidad de salida.

1.3.2. Catalinas y Cadenas de transmisión

En muchos casos, y por diversas causas, en que no pueden utilizarse las transmisiones por correa, estas se pueden sustituir por las transmisiones por cadenas, constituidas por cadenas de eslabones articulados que se adaptan a ruedas dentadas, que hacen el efecto de poleas, formando un engrane. Es aplicable cuando las distancias entre los centros de los árboles conductor y conducido es demasiado corta para usar correas y demasiado largas para utilizar engranajes.

1.3.2.1. Las principales ventajas de su utilización son:

- No presenta deslizamiento, i (relación de transmisión) = cte.
- Es compacta y no requiere tensión inicial como en el caso de las correas.
- Si está bien diseñada es mucho más duradera que las correas.
- Permite trabajar con menores distancias entre centros de poleas, con la consiguiente ventaja económica.
- Ante una rotura de uno o varios eslabones es de fácil arreglo.
- Son poco sensibles al medio en que trabajan.

1.3.2.2. Las principales desventajas son:

- Solo aplicable cuando los ejes son paralelos, pueden ser varios, pero en todos los casos las ruedas dentadas deben estar en el mismo plano.
- Preferentemente los ejes deben ser horizontales, para evitar el uso de apoyos laterales para la cadena.
- Son más costosas que las transmisiones a correas.
- Necesitan un buen mantenimiento, con limpiezas periódicas y lubricación adecuada.
- Para absorber los alargamientos deben disponerse los ejes de modo que pueda tensarse la cadena o bien montar un piñón tensor en el ramal flojo.

1.3.2.3. Tipos de cadenas:

1.3.2.3.1. Cadenas de rodillos

Una cadena de rodillos está formada por la unión alternativa de unos conjuntos que llamamos eslabones interiores y otros llamados eslabones exteriores. Los eslabones interiores se forman con dos placas o bridas interiores unidas por presión a dos casquillos sobre los cuales giran libremente los rodillos de la cadena, los eslabones exteriores se forman con placas o bridas exteriores unidas a dos ejes que se remachan lateralmente una vez incorporados a los eslabones interiores, Figura 1.8

Según lo descrito se consigue un conjunto articulado formado por una serie de rodillos, separados entre sí una distancia constante llamada paso. El conjunto logrado, al cual llamamos cadena de rodillos, permite acoplarse con suavidad a un piñón dentado,

ejerciendo una función de transmisión entre ejes que pueden estar muy alejados, siendo ésta una de las principales ventajas de este tipo de cadena.

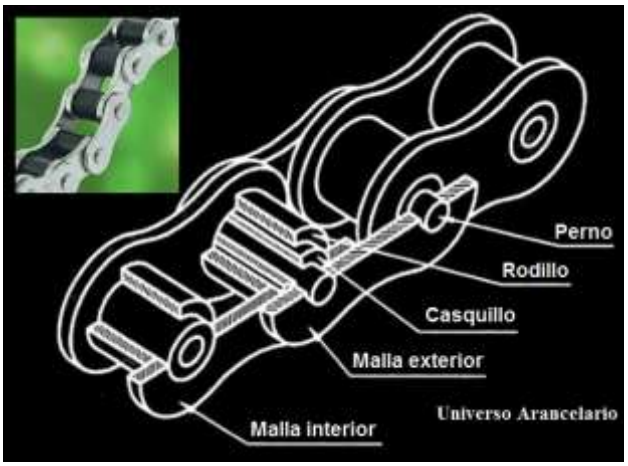


Figura 1.8 Cadena de transmisión de rodillos

Fuente:(http://t0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcSbA4ay5YzsSRAUHa7ci_dpxdJo3hAB0KbwcW76aCfQlXZ03X5g)

1.3.2.3.2. Cadenas múltiples

Las cadenas pueden estar formadas por una o varias filas de rodillos dispuestos paralelamente, figura 1.9, constituyendo las llamadas cadenas dobles, triples, etc.
El empleo de cadenas múltiples está muy extendido debido a que estas pueden girar a velocidades tan altas como una cadena simple del mismo paso, y su capacidad para transmitir potencia se ve incrementada en relación con el número de filas de la cadena.

Las cadenas múltiples más empleadas son las de doble o triple fila de rodillos, aunque se pueden fabricar también con mayor número de filas.

Figura 1.9 Cadena múltiple

Fuente: http://www.transmisiones.com

1.3.2.3.3. Identificación de cadenas

Para identificar una cadena normal de rodillos se deberá facilitar las características principales que la definen en la figura 1.10.

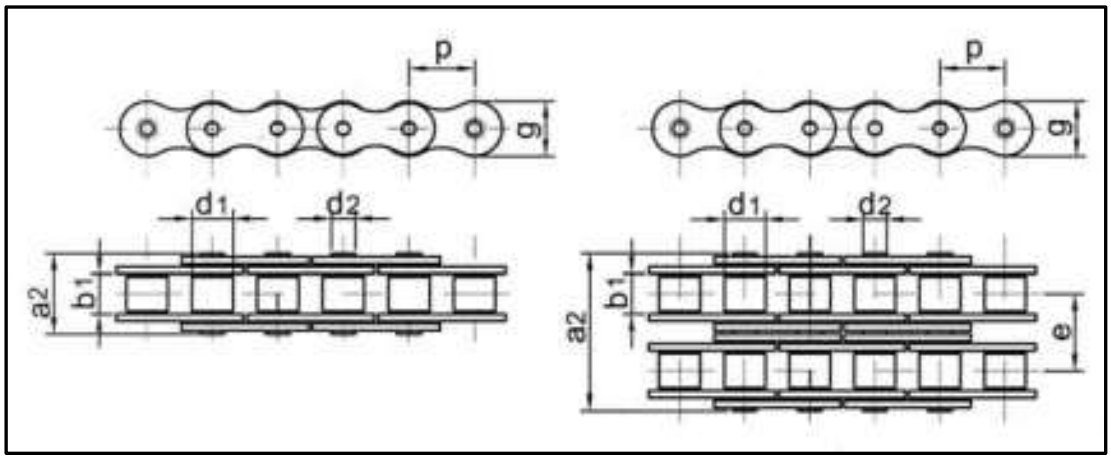


Figura 1.10 Identificación de cadena[6]

Dónde:

p = paso de la cadena

g = ancho de eslabón

a2 = ancho exterior

[6] http://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/2572/CAUSER.pdf

b1 = ancho interior

d1 = diámetro del rodillo

d2 = diámetro del pasador

e = separación entre filas

El cumplimiento de las tres medidas principales, **p, b1, d1**, junto con el de la separación entre filas, **e**, si se trata de cadenas múltiples, permite emplear ruedas dentadas idénticas para cadenas de procedencias diversas. Las cadenas que se fabrican con arreglo a las normas ISO son completamente intercambiables, aun procediendo de distintos fabricantes, y facilitan así el recambio y sustitución de cadenas y también la reposición de aquellas partes o eslabones deteriorados, factores de suma importancia en el rendimiento global de las transmisiones.

1.3.2.4. Ruedas para cadenas

Estas ruedas tienen la corona dentada con perfil adecuado a la cadena con la que tienen que engranar, para lo cual es preciso que los dientes tengan un paso igual a la cadena. Él número de dientes de la rueda más pequeña acostumbra a no ser inferior a 15 dientes para las cadenas de rodillos, ni de 17 para la cadena silenciosa, con el fin de evitar que las mallas tengan que girar excesivamente sobre sus pernos al entrar y salir de la rueda, con lo que se produciría demasiado desgaste; en el caso de una marcha con sacudidas, él número mínimo de dientes debe aumentarse hasta 23 en las cadenas silenciosas.

Para él cálculo de velocidades tangenciales y para dimensionar las ruedas deben emplearse el diámetro primitivo que es el correspondiente a la circunferencia que describen los centros de los pernos de la cadena, teniendo en cuenta que en estas ruedas el paso de los dientes no es el arco (como en los engranajes), sino la cuerda de circunferencia primitiva entre los centros de dos dientes consecutivos, se tiene que el diámetro primitivo es:

$$D = \frac{p}{\mathrm{Sen}\frac{180°}{Z}} \qquad \text{[Ec 1.1]}$$

Dónde:

p = paso de la cadena en cm.

z = él número de dientes de la rueda.

Siendo $d1$ el diámetro del rodillo de la cadena, el diámetro exterior de la rueda dentada para las cadenas de rodillos vale: De = D + $d1$, a veces para favorecer la salida del eslabón se toma De = D + 0,8 $d1$.

Mientras que en la cadena del tipo silenciosa, el diámetro exterior coincide con el primitivo De = D

El ancho de la rueda se hace ligeramente inferior al ancho de la cadena y la cabeza del diente se hace algo más aguda para facilitar su entrada en la cadena. Por el mismo motivo se le da cierta holgura.

En las ruedas para las cadenas silenciosas como muestra la figura 1.11, el ángulo α formado por las caras opuestas de dos huecos consecutivos debe ser igual a los que forman los flancos exteriores de dos dientes de una placa de la cadena. Este ángulo, junto con el paso de la cadena determina las dimensiones de los dientes.[7]

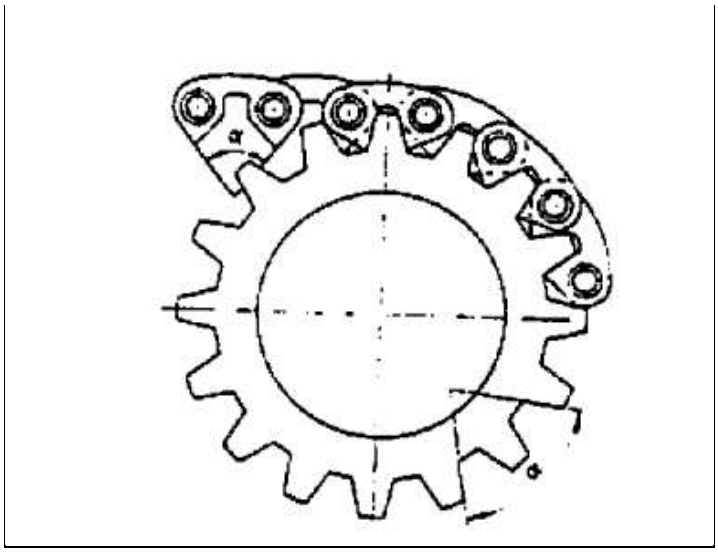


Figura 1.11 Rueda para cadena silenciosa.

1.3.3. Correas de sincronización

[7] http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/mecanica_electrica/CADENAS_DE_TRANSMISION.pdf

Una banda de sincronización se hace con tela impregnada de caucho con alambre de acero, a fin de resistir la carga de tensión. Tiene dientes que entran en ranuras axiales formadas en la periferia de las poleas, figura 1.12. Una banda de sincronización no se estira ni se desliza, y en consecuencia transmite potencia a una relación constante de velocidad angular. No requiere tensión inicial.

Figura 1.12 Transmisión por banda dentada[8]

Dichas bandas pueden operar sobre un intervalo muy amplio de velocidades, tienen eficiencias en el intervalo de 97 a 99%, no requieren lubricación y son más silenciosas que las transmisiones de cadena, por lo cual son una solución atractiva para la transmisión de precisión. Además existen bandas dentadas de doble lado, figura 1.13.

Figura 1.13 Banda dentada de doble lado[9]

[8] http://www.mecanicaymotores.com
[9] http://www.Correas+de+sincronizacion+de+doble+ladoFes.made-in-china.com

Los cinco pasos estándares de la serie en pulgadas se enumeran en la Tabla 1.1, con sus designaciones de letras las longitudes de paso estándares están disponibles en tamaños de 6 a 180 pulgadas. [10]

Servicio	Designación	Paso p, plg
Extra ligero	XL	1/5
Ligero	L	3/8
Pesado	H	½
Extra pesado	XH	7/8
Doble extra pesado	XXH	1 1/4

TABLA 1.1 Pasos estándares de bandas de sincronización

Fuente: http://www.transmisiones.com

Las poleas vienen en tamaños con diámetro de paso de 0.60 pulgadas hasta 35,8 pulgadas y con número de ranuras de 10 hasta 120.

1.4. **Cadenas transportadoras**

Figura 1.14 Cadena transportadora

Fuente: (http://www.flexlink.com)

[10] SHIGLEY, Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, Sexta Edición, Mc GRAW-HILL, México 2003, Pag. 886

La cadena, figura 1.14, se fabrica con un material elástico. Con el tiempo, la cadena sufre un alargamiento al producirse la deformación del material. La magnitud del alargamiento depende de la fuerza de tracción soportada por la cadena. El alargamiento se manifiesta al formarse un bucle en el lado de retorno de la unidad de tracción.

La tensión de la cadena debe comprobarse a las 50, 250 y 500 horas de funcionamiento y posteriormente, cada 500 horas.

Durante el funcionamiento, se producirá un ligero bucle en la cadena del transportador. La magnitud admisible del bucle depende de la longitud de la cadena. Las unidades de tracción intermedias o terminales son los puntos más adecuados para comprobar el bucle de la cadena.[11]

Los modelos más comunes de cadenas de transportadores son las siguientes:

- Cadenas planas para transportadores.
- Cadena con apoyos para secciones de transportadores inclinados o verticales. Los apoyos se distribuyen generalmente a lo largo de la cadena, a una distancia predeterminada.
- Cadena con apoyos flexibles para transportadores laterales de doble cadena.
- Cadena con superficie de fricción para transportadores con una pendiente de hasta 30°. Las superficies de fricción, se distribuyen normalmente a lo largo de la cadena,
- Cadena plana de transportador a una distancia predeterminada.

Las cadenas de fricción y con apoyos de tracción, u otras cadenas especiales, deben inspeccionarse periódicamente, y los eslabones defectuosos deben limpiarse o sustituirse.

1.5. Materiales

1.5.1. Introducción

[11] : (http://www.flexlink.com)

La selección de los materiales y los procesos usados en la fabricación son partes que integran el diseño de cualquier pieza de las máquinas la resistencia y la rigidez son factores clave que siempre se consideran en la selección de un material. Igualmente importante es la confiabilidad relativa y la durabilidad de la pieza cuando se consideran alternativas posibles con respecto al material. Se deberá seleccionar cuidadosamente el material si se sabe que la pieza estará sometida a temperaturas extremas. El costo y la disponibilidad también son muy importantes.

La vida útil de la mayoría de las partes estructurales y de maquinaria termina con la falla por fatiga o deterioro de la superficie.[12]

1.5.2. Acero

El acero es el material que se usa con más frecuencia para los componentes de máquinas variando adecuadamente la composición.

Aunque un acero al carbono simple es una aleación de hierro carbono con cantidades pequeñas de manganeso, silicio, azufre y fósforo, el término acero aleado se aplica cuando uno o más elementos además de carbono, se introducen en cantidades suficientes para modificar sustancialmente sus propiedades.

El contenido de carbono, casi por sí solo, determina la máxima dureza que puede desarrollarse en el acero. El máximo potencial de dureza aumenta el contenido de carbono hasta cerca de 0,7%. Esto significa que se puede ampliar un tratamiento térmico a las partes con forma regular, relativamente pequeñas, hechas con acero simple al carbono para obtener esencialmente la misma dureza y resistencia que se lograría con los aceros de aleación más costosa. Su densidad es de 7750 Kg/m^3. [13]

1.5.2.1. Acero inoxidable

[12] JUVINALL, Robert, Diseño de Maquinas 1997, pág. 69
[13] JUVINALL, Robert, Diseño de Maquinas 1997, Pag. 82

Los aceros inoxidables contienen, por definición, un mínimo de 10.5% de cromo. Los aceros inoxidables dulces son austeníticos, ferríticos, martensíticos o endurecidos por precipitación. Las propiedades mecánicas de los aceros inoxidables se encuentran en tabla 1.2.

Los aceros inoxidables fundidos se clasifican por lo general en resistentes al calor o resistentes a la corrosión. [14]

COMPARACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE LOS ACEROS INOXIDABLES Y OTROS MATERIALES MÁS TRADICIONALES						
Características mecánicas	AISI 430	AISI 304	Acero galvanizado	Aluminio	Cobre	Zinc
Resistencia a tracción N/mm2	540	600	600	90/13	160/320	220
Límite Elástico a tracción N/mm2	245	195	195	70/90	130/200	120
Alargamiento (%)	18	45	45	15	15	20

Tabla 1.2 Características mecánicas de los aceros inoxidables

Fuente: (www.euro.inox.org)

1.5.3. Aluminio

Las características del aluminio y sus aleaciones son su relación resistencia-peso, su resistencia a la corrosión y su alta conductividad térmica y eléctrica. La densidad de este metal es de aproximadamente 2770 Kg/m^3.

El aluminio se procesa mediante la fundición en arena o en matriz trabajo en caliente o en frio, o extrusión. Sus aleaciones se pueden maquinar, trabajar en prensa, soldar en forma directa, al bronce o al estaño. El aluminio puro tiene una resistencia a la tensión de aproximadamente 90Mpa, pero se puede mejorar mucho mediante el trabajo en frío y también al alearlo con otros materiales. Su modo de elasticidad, así como los de sus aleaciones es de 71,7Gpa, lo que significa que su rigidez es aproximadamente un tercio de la del acero.

[14] JUVINALL, Robert, Diseño de Maquinas 1997, Pag. 84

El aluminio puro se funde a 660°C, lo que lo hace muy deseable para producir fundiciones permanentes o en arena. Esta comercialmente disponible en forma de placa, barra, lámina, hoja, varilla y tubo y en perfiles estructurales y extruidos. [15]

1.5.4. Plásticos

El término termoplástico se usa para indicar cualquier plástico que fluye o que se puede moldear cuando se le aplica calor; algunas veces también se aplica a los que se moldean bajo presión y que se pueden volver a moldear de nuevo cuando se calientan.
Un termofijo es un plástico cuyo proceso de polimerización termina en una prensa de moldeo en caliente, donde el plástico se licua bajo presión. Los plásticos termofijos no pueden volverse a moldear.

El rango de propiedades y características que se obtienen con los plásticos es muy amplio. Debe considerarse la influencia de muchos factores, como el costo, la moldeabilidad, el coeficiente de fricción, la intemperización, la resistencia al impacto y los efectos de rellenadores y refuerzos. Los catálogos de los fabricantes son muy útiles para facilitar la selección de estos materiales.[16]

1.5.4.1. Nylon (poliamida)

Familia de resinas usadas en ingeniería que tiene tenacidad y resistencia sobresalientes al desgaste, bajo coeficiente de fricción y propiedades eléctricas y resistencia química excelentes. Las resinas son hidroscópicas, su estabilidad dimensional es peor que la de la mayoría de otros plásticos usados en ingeniería.[17]

1.5.4.2. Policarbonato

Tiene la más alta resistencia al impacto de los materiales transparentes rígidos, estabilidad en exteriores y resistencia a la deformación plástica bajo carga, excelente

[15] SHIGLEY, Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, Sexta Edición, Mc GRAW-HILL, México 2003, Pag. 51
[16] SHIGLEY, Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, Sexta Edición, Mc GRAW-HILL, México 2003, Pag. 54
[17] JUVINALL, Robert, Diseño de Maquinas 1997, Pag. 91

resistencia a los productos químicos aceptable, algunos solventes aromáticos pueden causar agrietamiento al esfuerzo.

1.6. Rodamientos

Son mecanismos constituidos por un anillo interior unido solidariamente al eje (pudiendo, en consecuencia, ser giratorio o no), otro anillo exterior unido al soporte del cojinete (también puede ser fijo o giratorio) y un conjunto de elementos rodantes que pueden ser bolas rodillos o conos, colocados entre ambos anillos.

Se trata, por consiguiente, de mecanismos conformados por tres miembros y dos pares superiores (de contacto lineal o puntual), con rodadura (y, a veces, pivotamiento).

Como elemento auxiliar, y con el único objeto de que los elementos rodantes no queden sueltos dentro de los anillos, se usan unas armaduras, jaulas o separadores que se desplazan junto con los elementos rodantes, moviéndose alrededor del eje del cojinete.[18]

1.6.1. Tipos existentes

Los cojinetes se pueden clasificar en tres grupos:

a) Atendiendo a su forma

1. De bolas (los elementos rodantes son bolas)
2. De rodillos cilíndricos
3. De agujas (los elementos rodantes son cilindros muy delgados)
4. De rodillos esféricos
5. De rodillos cónicos

b) Atendiendo al tipo de carga que soporta:

1. Radiales
2. Axiales
3. De empuje o mixtos

[18] CALERO, Roque, Fundamentos de mecanismos y Máquinas, pág. 289

c) Atendiendo a la inclinación del eje

1. Rígido (no permite ninguna oscilación respecto del eje en un plano perpendicular al giro de los elementos rodantes).
2. Pivotantes (permiten una cierta oscilación del rodamiento respecto del eje, en el plano mencionado anteriormente).

Para seleccionar los rodamientos se debe considerar los siguientes datos: cargas radial y axial sobre el rodamiento, velocidad de giro, diámetro del eje, condiciones de servicio y lubricación.

1.7. Conformado

En el ámbito del conformado de láminas metálicas el doblado se define como la deformación del material alrededor de un eje recto. Durante la ejecución del doblado, el material de la zona interior del plano neutral se comprime, mientras que en la zona exterior se estira por tanto el material se deforma plásticamente adoptando el doblez de forma permanente al cesar los esfuerzos que lo causaron.

El doblado, teóricamente produce poco o ningún cambio en el espesor de la lámina aunque en la práctica no es del todo cierto.

Las operaciones de doblado se realizan utilizando diversos tipos de herramientas, aunque básicamente son punzones y matrices o sufrideras.

Los dos métodos de doblado más comunes son el doblado en V, ejecutado sobre una sufridera en V, y el doblado de bordes ejecutado con una matriz deslizante.[19]

[19] GINJAUME, Albert, Ejecución de procesos de mecanizado, conformado y montaje, 2da Edición, 2006, pág. 399

CAPÍTULO 2

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

2.1. Introducción

Para realizar el presente proyecto se busca alternativas para mejorar el transporte en la línea de producción de filtros para la industria dedicada a la manufactura de cigarrillos, que cumplan requerimientos de producción, se realiza un estudio con la finalidad de poder determinar el diseño y la construcción del mismo.

2.2. Presentación de alternativas

A continuación se describe las tres mejores alternativas seleccionando sus principales ventajas y desventajas, para analizar y seleccionar la opción apropiada de transportador.

2.2.1. Alternativa 1: Transportador de banda

Esta alternativa trata de una banda flexible montada sobre unos rodillos y estos a su vez sobre una estructura, los rodillos son accionados mediante un motorreductor a la velocidad requerida, el producto se transporta directamente sobre la banda en forma horizontal como con cierta inclinación, figura 2.1.

Figura 2.1 Banda Transportadora[20]

2.2.1.1. Ventajas

[20] http://www.habasit.com/es/bandas-tabaco.htm

- Su construcción no representa mayor complejidad.
- Fácil mantenimiento
- Los costos son relativamente bajos
- Peso de la banda escaso
- Disponibilidad de la banda en el mercado nacional.
- La seguridad del transportador es fiable.

2.2.1.2. Desventajas

- Transportan únicamente en planos horizontales y hasta 10° de inclinación.
- No se puede transportar en sistemas que tengan curvas
- En distancias largas la banda tiende a desalinearse.
- Es obligado realizar chequeos a la carga
- Cuando la banda es muy angosta es necesario colocar guías para mantener centrado al producto.

2.2.2. Alternativa 2: Transportador de cadena plástica.

Figura 2.2 Cadena de Transporte[21]

Este tipo de transportador es muy versátil por la forma de los eslabones de la cadena que permite diversos tipos de movimientos, figura 2.2, la cadena recorre sobre perfiles guías de aluminio SSCB 3 del anexo 5 y esta a su vez es accionada por un

[21] http://www.llchain.com/en/index.aspx

sistema de transmisión accionada por un motoreductor.

Existen perfiles de aluminio con radios que permite realizar curvas a 90°, además si se requiere transportar verticalmente se lo puede hacer colocando dos sistemas de cadena verticalmente dejando un espacio para el llenado de producto.

2.2.2.1. Ventajas

- Satisfacción de las demandas y necesidades más exigentes en términos de diversidad, por ejemplo el transporte en forma vertical y giros a 90°.
- Sustentable, con transmisiones altamente eficientes y de poco mantenimiento.
- Cuidado del producto y eficiencia, gracias a la escasa presión y la baja fricción durante el transporte y la acumulación.
- Estructura y cadena de transporte de bajo peso, por lo que permite diseñar largas longitudes.
- Sistema seguro, silencioso y de fácil montaje.

2.2.2.2. Desventajas

- Costo de fabricación es mayor debido a la importación de la cadena y los perfiles guías de cadena.
- El peso del producto a transportar es limitado por cuanto los perfiles guías de cadena son de aluminio.
- Los eslabones de la cadena son muy frágiles por lo cual se debe evitar trabones.
- No es recomendable transportar productos abrasivos.

2.2.3. Alternativa 3: Transportador por sistemas de tambores a succión.

Esta alternativa trata de una forma de transportar cigarrillos y filtros de cigarrillos mediante el uso de flujo de vacío descargados por una válvula a un tambor giratorio acanalado en los cuales se alojará estos productos, figura 2.3, para su transporte se colocarán la cantidad de tambores necesarios dependiendo de la distancia a transportar, el movimiento de los tambores es mediante engranajes.

Figura 2.3 Transportador por tambores de succión.[22]

2.2.3.1. Ventajas

- Se puede transportar a velocidades altas
- Permite transportar horizontal o verticalmente
- Su eficiencia de transporte es alta

2.2.3.2. Desventajas

- Longitudes de transporte cortas
- Se requiere aplicar normas de seguridad estrictas para el funcionamiento
- Requiere un programa de mantenimiento rígido
- Costo de fabricación y montaje muy elevado
- La mayoría de repuestos no existen el mercado nacional.

2.3. Criterios selección

[22] http://www.directindustry.es/prod/hauni/maquinas-fabricacion-cigarrillos-116079-1254055.html

Para seleccionar la mejor alternativa se hará un análisis en base a los siguientes criterios, tabla 2.1.

- Seguridad
- Costo de fabricación
- Versatilidad
- Factibilidad de construcción
- Adaptabilidad
- Peso del transportador
- Facilidad de mantenimiento

2.3.1. Parámetros de ponderación

1-2 Caro, difícil, riesgo alto

3-4 Medianamente caro, relativamente fácil, riesgo medio

5 Barato, fácil, riesgo bajo

Criterios	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Seguridad	4	5	3
Costo de fabricación	4	3	3
Versatilidad	2	5	4
Factibilidad de construcción	3	3	3
Adaptabilidad	4	5	4
Peso del transportador	3	4	3
Facilidad de mantenimiento	4	4	3
TOTAL	24	**29**	23

Tabla 2.1 Selección de alternativas
Fuente: (autores)

2.4. Selección de la mejor alternativa

De acuerdo con los resultados de la tabla 2.1, se observa mayor puntuación para la alternativa 2, con un total de 29 puntos, la cual trata del transportador de cadena plástica por su versatilidad de movimientos horizontales, verticales y giros a 90°.

CAPÍTULO 3

CÁLCULOS Y DISEÑO DE ELEMENTOS DEL TRANSPORTADOR

3.1. Datos generales

Los datos principales a tomarse en cuenta para realizar los cálculos se muestran en la Tabla 3.1

1	Máquinas elaboradoras de filtros	2
2	Filtros producidos por cada máquina	2000 filtros/min.
3	Barras de semielaborado blanco requerido para cada máquina	1000 barras/min.
4	Barras de semielaborado negro requerido para cada máquina	1500 barras/min
5	Longitud de la barra de filtro	120mm
6	Longitud del semielaborado blanco	84mm
7	Longitud del semielaborado negro	104mm
8	Diámetro de los semielaborados	7.54mm

Tabla 3.1 Datos generales del transportador Fuente: **(Autores)**

3.2. Cálculo de la cantidad de semielaborados requeridos

En la figura 3.1 se detalla las medidas y la cantidad de semielaborados que son necesarios para formar la barra de filtro de 120mm, como se puede ver se necesitan 42mm de semielaborado blanco y 78mm de semielaborado negro por cada barra de filtro.

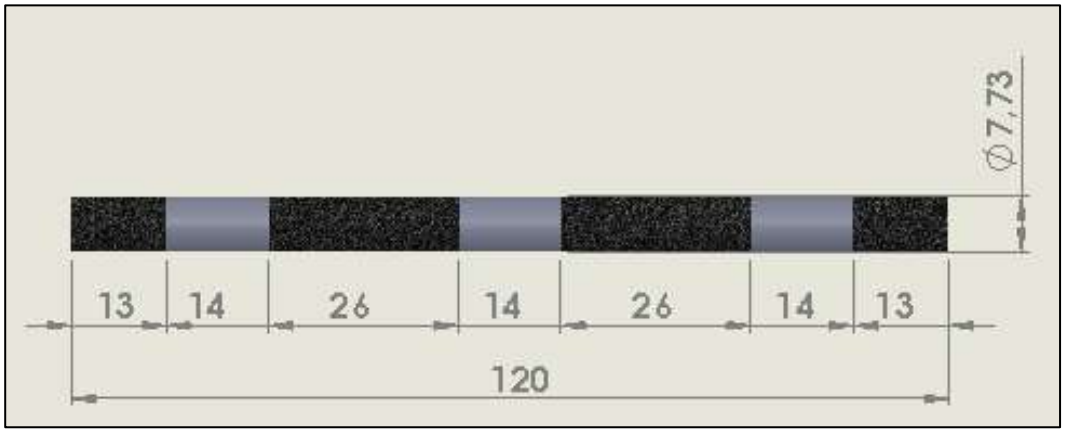


Figura 3.1 Filtro de cigarrillos Fuente: (Autores)

3.2.1. Semielaborado Blanco

$$Qb = \frac{Lsb \text{ x } Qf}{Ltb} \qquad \text{(Ec. 3.1)}$$

Dónde:

Qb = Cantidad de barras de semielaborado blanco requeridas para producir 2000 barras de filtros en un minuto

Lsb = Longitud de semielaborado blanco por cada filtro.

Qf = Cantidad de barras de filtros que produce la máquina en un minuto.

Ltb = Longitud total de la barra de semielaborado blanco.

$$Qb = \frac{42mm \text{ x } 2000barras/min}{84mm} = 1000barras/min$$

Este valor se duplicará debido a que son dos máquinas a las que se va alimentar

Por lo tanto el transportador deberá alimentar 2000barras de semielaborado blanco/min. Figura 3.2.

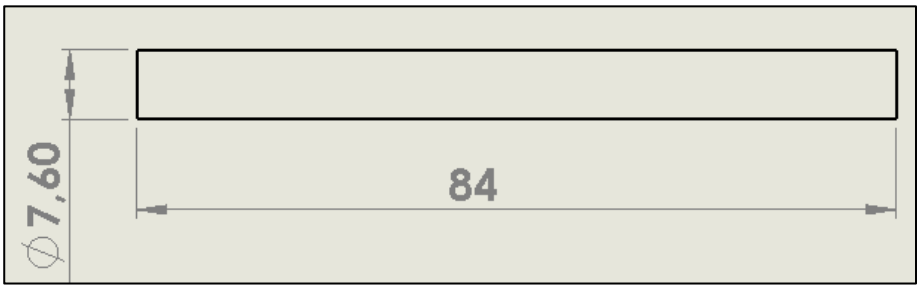


Figura 3.2 Semielaborado blanco Fuente: (Autores)

3.2.2. Semielaborado Negro

$$Qn = \frac{Lsn \text{ x } Qf}{Ltn} \qquad \text{(Ec. 3.2)}$$

Dónde:

Qn = Cantidad de barras de semielaborado negro requeridas para producir 2000 barras de filtros en un minuto.

Lsn = Longitud de semielaborado negro por cada filtro.

Qf = Cantidad de barras de filtros que produce la máquina en un minuto.

Ltn = Longitud total de la barra de semielaborado negro, figura 3.3

$$Qn = \frac{78mm \text{ x } 2000barras/min}{104mm} = 1500barras/min$$

Este valor se duplicará debido a que son dos máquinas a las que se va alimentar

Por lo tanto el transportador deberá alimentar 3000 barras de semielaborado negro/min.

Figura 3.3.

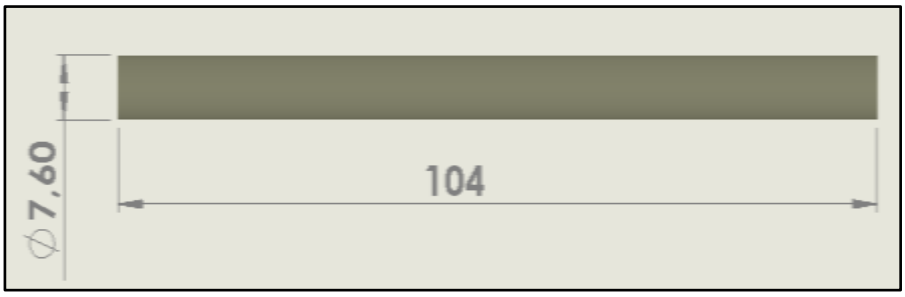


Figura 3.3 Semielaborado negro Fuente: (Autores)

3.3. Cálculo de la velocidad de las cadenas transportadoras

La separación entre las cadenas de transporte es de 90 mm, las barras de producto semielaborado tiene un diámetro de 7,54 mm, por lo que caben cómodamente 13 barras en posición vertical y en una longitud de 1000 mm en posición horizontal caben 132 barras, dando un total de 1716 barras, Figura 3.4.

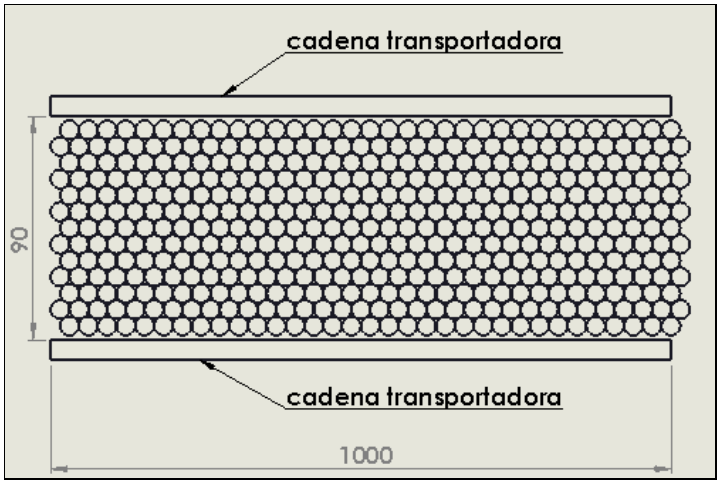


Figura 3.4 Cadena transportadora Fuente: Autores

3.3.1. Cálculo de la velocidad de la cadena transportadora de la tolva de descarga.

La cantidad de barras de semielaborado blanco y semielaborado negro que se transportará en esta cadena es de 1000 y 1500barras/min; respectivamente.

La velocidad (v) que deberá tener la cadena de semielaborado blanco se determinará así:

Al colocar las 1000barras en forma lineal se tiene:

$$L = \frac{Qb \text{ x } D}{N} \text{ (mm)} \qquad \text{(Ec. 3.3)}$$

Dónde:

Lb = Longitud en la que caben 1000 barras de semielaborado blanco

Qb = Cantidad de barras de semielaborado blanco requeridas en un minuto.

D = diámetro de la barra de semielaborado blanco.

N = Numero de filas apiladas.

$$Lb = \frac{1000 \text{ x } 7{,}54}{13}$$

Lb= 580mm = 0.580m.
t = 1 min

Entonces velocidad lineal de la cadena de semielaborado blanco:

$$v = \frac{Lb}{t} \qquad v = \frac{0{,}580\text{m}}{1 \text{ min}} = 0.580\text{m/min}$$

La velocidad (v) que deberá tener la cadena de semielaborado negro se determinará así:

Al colocar las 1500 barras en forma lineal se tiene:

$$Ln = \frac{Qn \text{ x } D}{N} \text{ (mm)} \qquad \text{(Ec. 3.4)}$$

Dónde:

Ln = Longitud en la que caben 1500 barras de semielaborado negro.

Qn = Cantidad de barras de semielaborado negro requeridas en 1 minuto.

D = Diámetro de la barra de semielaborado negro.

N = Número de filas apiladas.

$$Ln = \frac{1500 \text{ x } 7.54}{13} \text{ (mm)}$$

Ln= 870mm = 0.870m.

t = 1 min

Entonces velocidad lineal de la cadena de semielaborado negro:

$$v = \frac{Ln}{t} \qquad v = \frac{0{,}870\text{m}}{1 \text{ min}}$$

v = 0,870m/min

3.4. Análisis práctico para determinar la velocidad lineal real de la cadena para semielaborado negro

Figura 3.5 Cadena transportadora de semielaborado negro Fuente: (Autores)

Para determinar la velocidad lineal real se toma varias muestras en el transportador en una longitud de 1m y 0,870m, figura 3.5 y se realiza el conteo de los semielaborados negros, los datos se registran la tabla 3.2.

Mediciones	1m	0,870m
x1	1624	1412,9
x2	1646	1432,0
x3	1604	1395,5
x4	1620	1409,4
x5	1612	1402,4
x6	1654	1439,0
x7	1608	1399,0
x8	1620	1409,4
AVG	**1623,5**	**1412,4**
Rendimiento		**94%**

Tabla 3.2 Promedio de mediciones semielaborado negro Fuente: (Autores)

Del análisis se concluye que hay un rendimiento del 94% es decir hay un faltante del 6%, que se debe añadir a la velocidad calculada de 0,870m/min.

Por lo tanto la velocidad lineal real es:

$$\mathrm{Ln} = \frac{\mathrm{Qn\ x\ D}}{\mathrm{N}}\ \mathrm{x}\ 1{,}06 \qquad \text{(Ec. 3.5)}$$

$$\mathrm{Ln} = \frac{1500\ \mathrm{x}\ 7{,}54}{13}\ \mathrm{x}\ 1{,}06\%$$

Ln = 922,2 mm = 0,922m

t= 1min

Entonces la velocidad lineal real de la cadena de semielaborado negro es:

$$\mathrm{v} = \frac{\mathrm{Ln}}{\mathrm{t}} \qquad \mathrm{v} = \frac{0{,}922\mathrm{m}}{1\ \mathrm{min}} \qquad \mathrm{V} = 0{,}922\ \mathrm{m/min}$$

3.5. Análisis práctico para determinar la velocidad lineal real de la cadena para semielaborado blanco

Figura 3.6 Cadena transportadora de semielaborado blanco, Fuente: (Autores)

Para determinar la velocidad lineal real se toma varias muestras en el transportador en una longitud de 1 y 0,580 metros, figura 3.6 y se realiza el conteo de los semielaborados blancos y los datos se registran la tabla 3.3.

Mediciones	1m	0,580m
x1	1621	940,2
x2	1616	937,3
x3	1609	933,2
x4	1618	938,4
x5	1609	933,2
x6	1650	957,0
x7	1613	935,5
x8	1638	950,0
AVG	**1621,75**	**940,6**
Rendimiento		**94%**

Tabla 3.3 Promedio de mediciones semielaborados blancos Fuente: (Autores)

Según el cuadro se ve un rendimiento del 94% por lo que se debe tomar en cuenta el 6% faltante para determinar la velocidad real.

Por lo que la ecuación queda:

$$Lb = \frac{Qb \times D}{N} \times 1{,}06 \qquad \text{(Ec. 3.6)}$$

$$Lb = \frac{1000 \text{ x } 7{,}54}{13} \text{ x } 1{,}06$$

Lb= 614,8 mm = 0,614m.

t = 1 min

Entonces la velocidad lineal real de la cadena de semielaborado blanco es:

$$v = \frac{Lb}{t} \qquad v = \frac{0{,}614\text{m}}{1 \text{ min}} = 0{,}614\text{m/min}$$

3.6. Cálculo de velocidades del sistema de transmisión por cadena, de la tolva de descarga de semielaborado blanco

Para determinar la velocidad lineal **V**, de la catalina motriz, se toman los datos en base a la figura 3.7.

V = 0,614m/min en Z1

V = 0,0102m/s

Barras requeridas = 1000 barras/min.

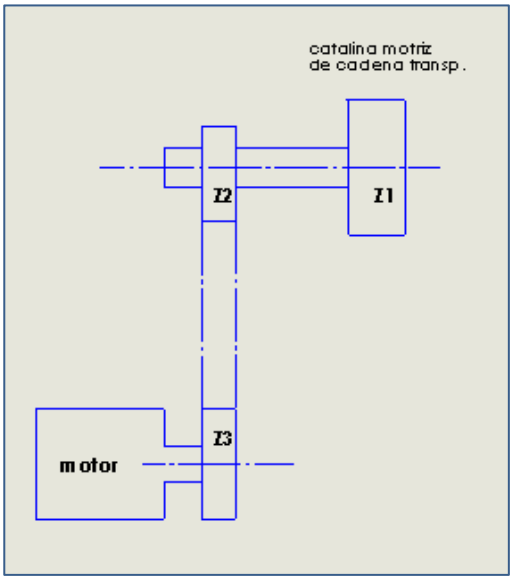


Figura 3.7 Cadena cinemática sistema de transmisión Fuente: (Autores)

3.6.1. Cálculo de la velocidad angular n1

Se estima un diámetro de Z1= 200mm

$$n1 = \frac{\mathbf{v}\left(\frac{m}{s}\right)}{\mathbf{r}\,(m)}\left(\frac{rad}{s}\right) \qquad \text{(Ec. 3.7)}$$

Dónde:

n1 = velocidad angular 1

v = velocidad lineal

r = radio

$$n1 = \frac{0{,}0102}{0{,}2}\left(\frac{rad}{s}\right) \qquad n1 = 0{,}05116 rad/s$$

$$n1 = 0{,}0765\frac{rad}{s} \text{ x} \frac{60s}{1min} \text{ x } \frac{1\ rev}{2\pi rad}$$

$$n1 = 0{,}488\ rpm$$

3.6.2. Cálculo del número de dientes y velocidades angulares de la transmisión

Luego de realizar el diseño del sistema de transmisión se determina que los números de dientes de las catalinas son las siguientes:

Z1 = 11 (Catalina especial paso=25,4mm)

Z2 = 30

Z3 = 14

Cadena #40

Entonces:

n2 =?

Pero n2 = n1 = 0,488rpm (Ec. 3.8)

$$n2\ .\ z2 = n3\ .\ z3$$

n3 = ?

Dónde:

n = número de revoluciones

z = número de dientes de la catalina

$$n3 = \frac{z2\ \ n2}{z3} \qquad n2 = \frac{30\ x\ \ 0{,}488}{14}$$

$$n3 = 0{,}0457rpm\ \ ;$$

Esta es la velocidad angular requerida en el motorreductor para el sistema transmisión de la tolva de descarga de semielaborado blanco, se decide utilizar un servoreductor por que los reductores estándar no están preparados para las inversiones de giro o aceleraciones y deceleraciones que les puede provocar un servo y que son la razón de ser de un servo a poco que el programador le saque rendimiento. La velocidad angular mínima que se encuentran en el mercado es de 20rpm.

Por lo tanto:

n3 = 20rpm

n2 = ?

$$n2\ .\ z2 = n3\ .\ z3$$

$$n2 = \frac{z3\ \ n3}{z2} \qquad n2 = \frac{14x\ 20}{30}$$

n2 = 9,33rpm = n1

$$n1 = 9{,}33\frac{rev}{min}\ x\frac{1min}{60s}\ x\ \frac{2\pi rad}{1\ rev}$$

n1 = 0,977 rad/s

3.6.3. Cálculo del diámetro de Z1

$$\mathbf{Dp} = \frac{\mathbf{P}}{\mathbf{sen}\left(\frac{\mathbf{180}}{\mathbf{z}}\right)} \qquad \text{(Ec. 3.9)}$$

Dónde:

Dp = diámetro primitivo

P = paso de la catalina

Z = número de dientes de la catalina

$$De = P\left(0{,}6 + ctg\left(\frac{180}{z}\right)\right) \qquad \text{(Ec. 3.10)}$$

$$Dp = \frac{25{,}4}{sen\left(\frac{180}{11}\right)} \qquad Dp = 90{,}7mm = 0{,}0907m$$

r = 0,04535m

$$De = 25{,}4\left(0{,}6 + ctg\left(\frac{180}{11}\right)\right) \qquad De = 101{,}7mm$$

Wservo = 20rpm ;

$$W = \frac{v\ \left(\frac{m}{s}\right)}{r\ (m)}\ \left(\frac{rad}{s}\right)$$

$$v = w\ x\ r \qquad v = 0{,}977\frac{rad}{s}\ x\ 0{,}04535\ m \qquad v = 0{,}0439\ \frac{m}{s}$$

$$v = 2{,}64\ \frac{m}{min}$$

Esta velocidad comparada con la requerida para transportar 1000 barras/min de semielaborado blanco que es de **v = 0,614 m/min.** es muy alta por lo que será necesario usar variadores de velocidad y colocar sensores de paro y arranque según la necesidad.

3.7. Cálculo de velocidades de la cadena transportadora de ingreso al distribuidor

Los distribuidores receptarán desde la base tolva la cantidad de semielaborados blancos y negros, necesarios para llenar las tolvas de descarga en cada una de las dos máquinas.

3.7.1. Deducción de la velocidad lineal de la cadena del distribuidor de semielaborado blanco

Para el caso de semielaborado blanco, si cada tolva de descarga requiere 1000 barras/min, entonces el distribuidor deberá transportar 2000 barras/min., es decir será el doble de velocidad de la tolva de descarga, para abastecer a las dos máquinas.

Entonces:

$$v = \frac{Lb}{t} \qquad \text{(Ec. 3.11)}$$

$$v = \frac{0{,}614m}{1\ min}$$

$$v = 0{,}614m/min$$

Por lo tanto si duplicamos ésta velocidad de 0,614m/min, tenemos que la velocidad de la cadena de ingreso al distribuidor será de:

$$v = 1{,}22\ m\ /min$$

3.7.2. Deducción de la velocidad de la cadena del distribuidor de seminegro

De igual manera para el caso de semielaborado negro, si cada tolva de descarga requiere 1500barras/min., entonces el distribuidor deberá transportar una cantidad de 3000barras/min. para abastecer a dos máquinas.

Del cálculo de la velocidad lineal de la cadena de ingreso a la tolva de descarga:

$$v = \frac{Ln}{t} \qquad v = \frac{0{,}922m}{1\ min} = 0{,}922m/min$$

Por lo tanto al duplicar este valor 0,922m/min , tendremos que la velocidad de la cadena de ingreso al distribuidor será:

$v = 1{,}84\ m\ /min$ v = 0,0306m/s

3.8. Cálculo del eje motriz principal de la cadena transportadora del sistema distribuidor de semielaborado negro.

Los datos para el cálculo del sistema de transmisión se analizará de acuerdo a la figura 3.8.

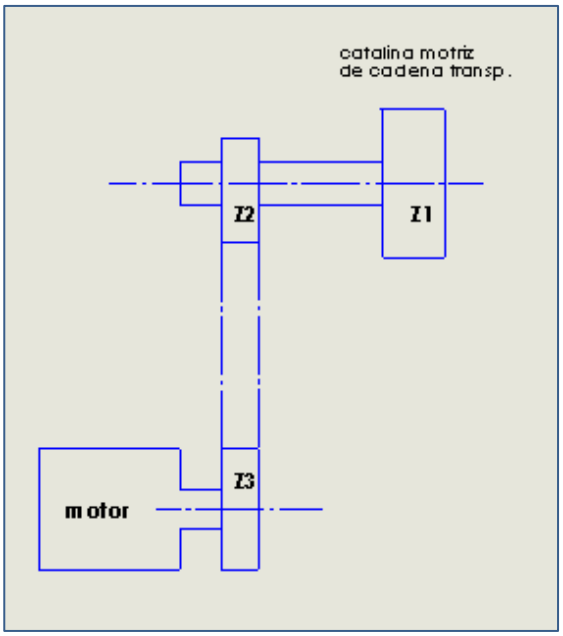


Figura 3.8 Cadena cinemática sistema de transmisión distribuidor
Fuente: (Autores)

Se estima un diámetro para Z1= 200mm

$$W1 = \frac{v\ (\frac{m}{s})}{r\ (m)} \left(\frac{rad}{s}\right) \qquad W1 = \frac{0{,}0306}{0{,}2} \left(\frac{rad}{s}\right) \qquad W1 = 0{,}153 rad/s$$

$$W1 = 0{,}153 \frac{rad}{s} \times \frac{60s}{1min} \times \frac{1\ rev}{2\pi rad}$$

$$W1 = 1{,}46\ rpm = n1$$

Con este dato se analiza diferentes posibilidades de rpm y número de dientes de las catalinas del sistema de transmisión, se concluye que estos son los requeridos.

Z1 = 11 Catalina especial paso=25,4mm

Z2 = 25

Z3 = 14

Cadena #40

Entonces:

n2 =?

Pero n2 = n1 = 1,46rpm (Ec. 3.8)

$$n2 \,.\, z2 = n3 \,.\, z3$$

n3 = ?

Dónde:

n = número de revoluciones

z = número de dientes de la catalina

$$n3 = \frac{z2 \;\; n2}{z3} \qquad n2 = \frac{25 \text{ x } 1{,}46}{14}$$

$$n3 = 2{,}60\text{rpm} \;\; ;$$

Esta es la velocidad angular requerida en el motorreductor para el sistema transmisión del distribuidor de semielaborado negro, se decide utilizar un servo reductor, porque los reductores estándar no están preparados para las inversiones de giro o aceleraciones y deceleraciones que les puede provocar un servo y que son la razón de ser de un servo a poco que el programador le saque rendimiento. Este tipo de servos tienen una velocidad angular mínima de 20 rpm.

Por lo tanto:

n3 = 20rpm

n2 = ?

$$n2 \,.\, z2 = n3 \,.\, z3$$

$$n2 = \frac{z3 \;\; n3}{z2} \qquad n2 = \frac{14\text{x } 20}{25}$$

n2 = 11,2rpm = n1

$$n1 = 11{,}2\frac{\text{rev}}{\text{min}} \text{ x} \frac{1\text{min}}{60\text{s}} \text{ x } \frac{2\pi\text{rad}}{1 \text{ rev}}$$

n1 = 1,17 rad/s

3.8.1. Cálculo del diámetro de Z1

(Ec. 3.9)

$$\mathbf{Dp} = \frac{\mathbf{P}}{\mathbf{sen}\left(\frac{\mathbf{180}}{\mathbf{z}}\right)}$$

Dónde:

Dp = Diámetro primitivo

P = paso de la catalina

Z = número de dientes de la catalina

n1 = número de revoluciones de Z1

(Ec. 3.10)

$$\mathrm{De} = \mathrm{P}\left(0{,}6 + \mathrm{ctg}\left(\frac{180}{z}\right)\right)$$

$$\mathrm{Dp} = \frac{25{,}4}{\mathrm{sen}\left(\frac{180}{11}\right)} \qquad \mathrm{Dp} = 90{,}7\mathrm{mm} = 0{,}0907\mathrm{m}$$

r = 0,04535m

$$\mathrm{De} = 25{,}4\left(0{,}6 + \mathrm{ctg}\left(\frac{180}{11}\right)\right) \qquad \mathrm{De} = 101{,}7\mathrm{mm}$$

$$\mathrm{n1} = \frac{\mathrm{v}\ \left(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)}{\mathrm{r\ (m)}}\ \left(\frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}\right)$$

$$\mathrm{v} = \mathrm{n1\ x\ r} \qquad \mathrm{v} = 1{,}17\ \frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}\ \mathrm{x}\ 0{,}04535\ \mathrm{m} \qquad \mathrm{v} = 0{,}053\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$$

$$\mathrm{v} = 3{,}18\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{min}}$$

Esta velocidad comparada con la requerida para transportar 1500 barras/min de semielaborado negro que es de v = 1,84 m/min**.** es muy alta, por lo que será necesario usar variadores de velocidad y colocar sensores de paro y arranque según la necesidad.

3.8.2. Cálculo del engranaje motriz de la cadena transportadora.

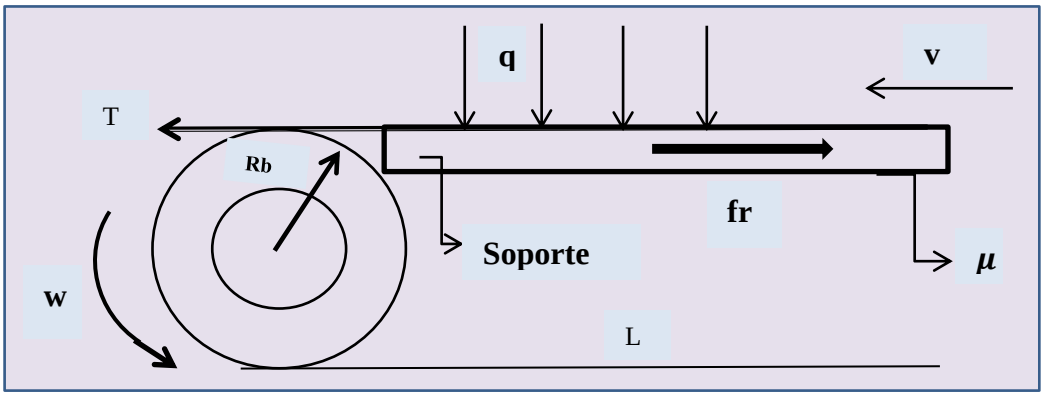


Figura 3.9 Diagrama de fuerzas engranaje motriz Fuente: (Autores)

La tensión necesaria para mover la cadena y su producto transportado será la necesaria para vencer el rozamiento entre la banda y el soporte de la misma, como indica la figura 3.9.

Dónde:

qb = peso de la cadena transportadora 0,688Kg/m
qf= Carga de las barras de semielaborado
μ = Coeficiente de rozamiento 0,2
T = tensión en la cadena transportadora
L = Longitud de la cadena transportadora
Rb = Radio de la banda = 6,25cm
Peso de producto = 1,11gr cada barra
q=peso total
q = peso del producto (barras de seminegro)+ peso total de la cadena

$$q = qf + qb \qquad \text{(Ec. 3.12)}$$

$$T = q.L \,.\, \mu; \qquad \text{(Ec. 3.13)}$$

$$Mt = Rb \,.\, T \qquad \text{(Ec. 3.14)}$$

El momento tensor como se muestra en la figura 3.10, aplicado en la banda es el mismo que se aplica al engrane conductor.

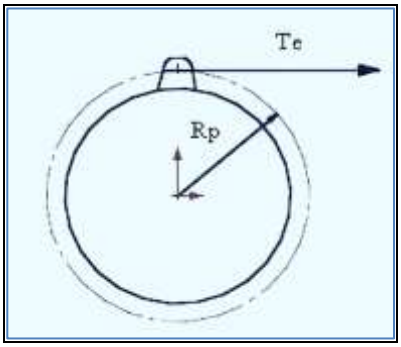


Figura 3.10 Diagrama de tensiones Fuente: (Autores)

Rp = Radio primitivo = 5cm.

$\mu = 0.2$

$$Mt = T_e R_P = TR_b$$

$$T_e = \frac{T \cdot Rb}{R_P} = \frac{qL\mu R_b}{R_P}$$

Esta tensión T_e es la que se utilizará para diseñar el engrane o rueda dentada.

Para determinar la cantidad de barras que contiene un área determinada nos ayudamos con la figura 3.11.

L=1200cm

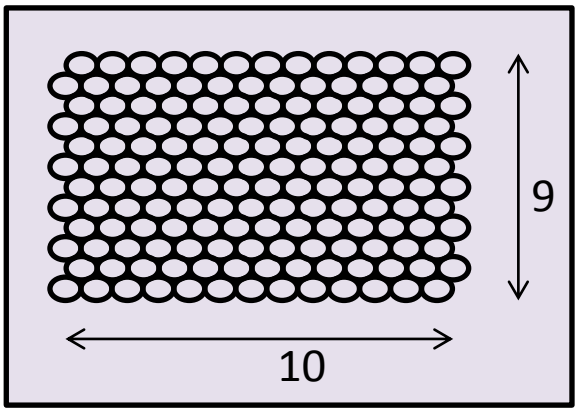


Figura 3.11 Numero de barras en un área determinada,

Fuente: Los Autores

$$\#barras = \frac{10x9(cm)}{0{,}75^2 \frac{\pi}{4}} = 203barras;$$

$$q_f = 203barras \cdot \frac{1{,}11g}{1barra} \cdot \frac{1}{10cm} \cdot \frac{1Kg}{1000g} = 0.0225 \, {}^{Kg}\!/_{cm}$$

$$q_b = \frac{16.52Kg}{1200cm} = 0.0137 \, {}^{Kg}\!/_{cm}$$

$$q = 0.0225 + 0.0137 = 0.0362 \, {}^{Kg}\!/_{cm}$$

$$T_e = 0.0362 \, {}^{Kg}\!/_{cm} \cdot 1200cm \cdot 0.2 \cdot \frac{6.25cm}{5cm}$$

$$T_e = 10.8Kg; \qquad T = 8.64Kg$$

Para una cadena Nº 4 de paso 12,7 se tiene una carga de rotura de 816 Kg. tabla del anexo 10. La carga de trabajo será (fs = 4)

$$\mathrm{T_T} = \frac{816\mathrm{Kg}}{4} = 204\mathrm{Kg}$$

$$\mathrm{Te} < \mathrm{T_T}(\mathrm{OK}) \rightarrow \text{La cadena cumple el criterio}$$

Se comprueba el diámetro primitivo $\mathrm{D_P} = \mathrm{p} \cdot \mathrm{Csc}\,\alpha = 12.7 \cdot 7.979 = 101.33\mathrm{mm}$ [23]

Ver anexo 9

[23] LARBURU, Prontuario de máquinas herramientas, pg. 312

3.8.3. Cálculo del eje motriz.

El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 3.12:

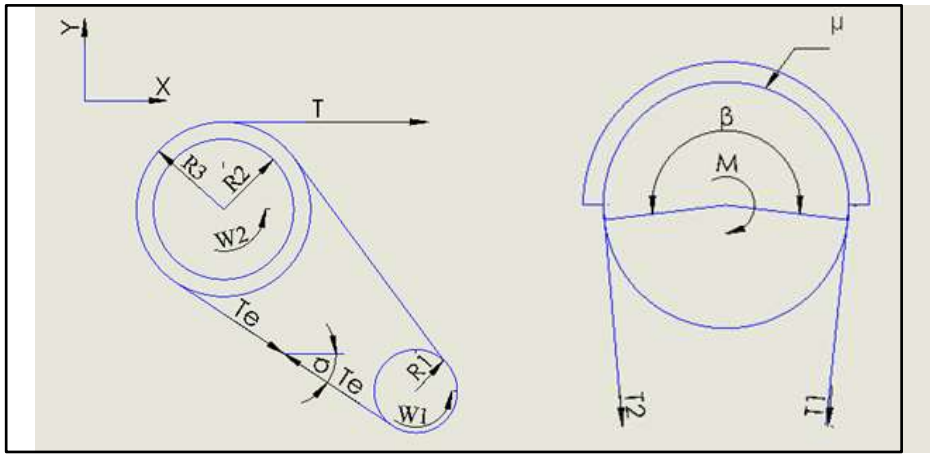


Figura 3.12 Diagrama de cuerpo libre Fuente: (Autores)

$R_1 = 3.22$ cm
$R_2 = 5$ cm
$R_3 = 6{,}25$ cm
$\alpha = 26^o$
$Te = 15{,}24$ Kg
$T = 12{,}19$ Kg

Para entender el comportamiento de La tensión en una cadena se analiza la siguiente expresión:

Si $T_2 > T_1$

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu\beta}$$

La expresión $T_2 = T_1 \cdot e^{\mu\beta}$ implica la relación entre las tensiones[24]; para una cadena el rozamiento es altísimo pues casi no hay deslizamiento por tanto $e^{\mu\beta} >> 1$ y $T_1 >> T_2/e^{\mu\beta} \longrightarrow T_1 \sim 0$ es decir en este lado de la cadena se cuelga, figura 3.13.

[24] MERIAM J.L., Mecánica para Ingenieros, Estática 3ra edición, pg. 314

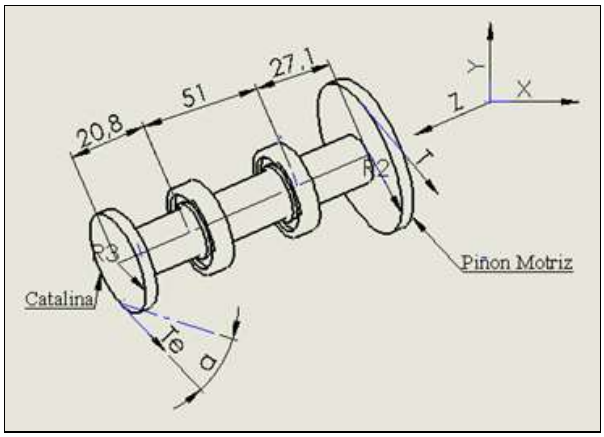


Figura 3.13 Representación del sistema eje motriz Fuente: (Autores)

Haciendo un traslado de fuerzas, como indica la figura 3.14

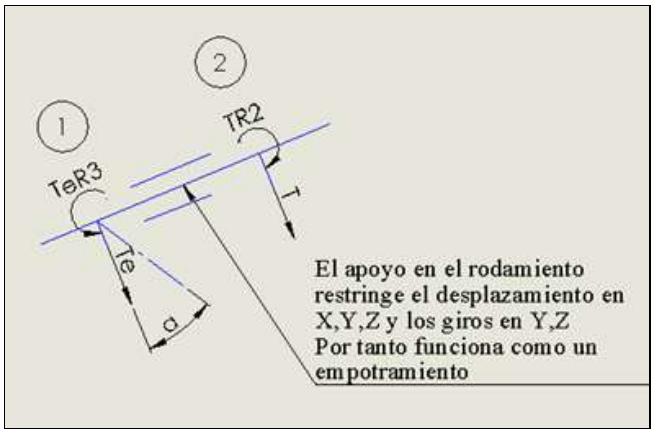
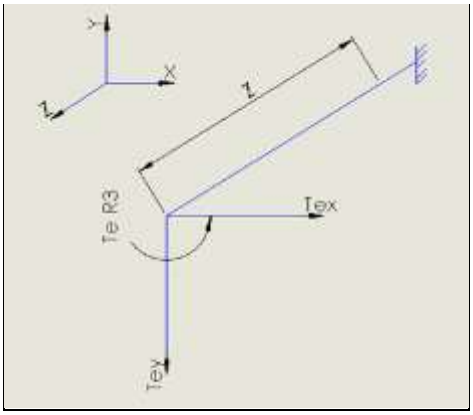


Figura 3.14 Diagrama de fuerzas Fuente: (Autores)

PARTE 1

Se analizarán las tensiones como se muestra en la figura 3.15.



$T_e x = T_e \cos\alpha = 13{,}69$ Kgf.
$T_e y = T_e \operatorname{sen}\alpha = 6{,}68$ Kgf.

Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre y tensiones Fuente: (Autores)

A continuación se analizan los momentos según los diagramas como muestra la figura 3.16.

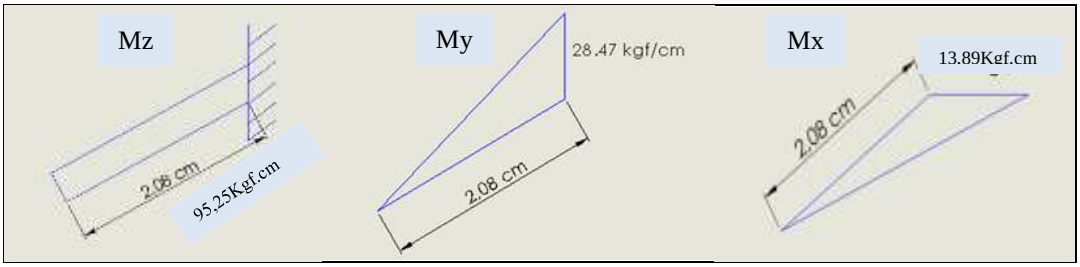


Figura 3.16 Diagrama de momentos. Fuente: Los Autores

Z = distancia
Mz (z)=95,25
My(z)=13,69 Z
Mx(z)=6,68 Z

El análisis de la parte 1 del eje, muestra que el mismo está sometido a esfuerzos combinados, flexión en dos ejes y una torsión, para la evaluación del mismo se utilizará la tercera teoría de falla donde:

$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^{\ 2} + 3\tau_{xy}^{\ 2}}$ Dónde: σ_e = Esfuerzo equivalente[25]

El esfuerzo por flexión es: $\sigma_x = \dfrac{M_x C}{I}$

El esfuerzo por torsión es: $\tau = \dfrac{M_z \cdot r}{I_p}$ [26]

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}; \qquad c = \frac{d}{2}$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}; \quad r = \frac{d}{2}$$

[25] SHIGLEY, Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica Sexta edición pg. 282]
[26] SHIGLEY, Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica Sexta edición pg. 282

$$\sigma_y = 28.47 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{64}{\pi d^4} = \frac{290}{d^4}$$

$$\sigma_y = 13.89 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{64}{\pi d^4} = \frac{141.5}{d^3}$$

$$\sigma_y = 95.25 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{32}{\pi d^4} = \frac{485.1}{d^3}$$

El esfuerzo admisible para un acero de transmisión SAE 1040 es:

$$S_y = 42\,Kpsi = 2958.9\,{}^{Kg}\!/_{cm^2} \quad f_s = 1.65 \quad [\sigma] = 1793.27\,{}^{Kg}\!/_{cm^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{290}{d^3} + \frac{141.5}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{405.1}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{136192.25}{d^6} + \frac{705966.03}{d^6}}$$

El

$$\sigma_e \leq [\sigma]$$

$$1793.27 = \sqrt{\frac{892158.28}{d^6}}$$

$$d = 0.807\,cm \approx 1\,cm$$

Se escoge Ø 1,9cm por razones de rigidez.

Ahora se procederá al análisis de deflexiones, para ello se necesita obtener las ecuaciones de la elástica en cada plano.

Eje X

$$EI\ \frac{d^2x}{dz^2} = My(z)$$

$$EI\ \frac{d^2x}{dz^2} = 13.64z$$

$$EI\ \frac{dx}{dz} = 13.64\frac{z^2}{2} + C_1$$

$$EI\ \ x(z) = 13.64\frac{z^3}{6} + C_1 z + C_2$$

Condiciones de borde

$z = 2.08; \qquad x = 0$

$z = 2.08; \qquad x' = 0$

$$0 = 13.69 \cdot \frac{(2.08)^2}{2} + C_1$$
$$C_1 = -29.61$$
$$0 = 13.69 \cdot \frac{(2.08)^3}{6} - 29.61 \cdot 2.08 + C_2$$
$$C_2 = 41.056$$
$$x(z) = \left[2.2816z^3 - 29.61z + 41.056\right] \cdot \frac{1}{EI}$$

Eje y

$$EI \ \frac{d^2y}{dz^2} = Mx(z)$$
$$EI \ \frac{d^2y}{dz^2} = 6.68z$$
$$EI \ \frac{dy}{dz} = 6.68\frac{z^2}{2} + C_1$$
$$EI \ \ y(z) = 6.68\frac{z^3}{6} + C_1 z + C_2$$

Condiciones de borde

$$z = 2.08; \qquad y = 0$$
$$z = 2.08; \qquad y' = 0$$

$$0 = 6.68 \cdot \frac{(2.08)^2}{2} + C_1$$
$$C_1 = -14.7097$$
$$0 = 6.68 \cdot \frac{(2.08)^3}{6} - 14.7097 \cdot 2.08 + C_2$$
$$C_2 = 20.5773$$
$$y(z) = \left[1.1133z^3 - 14.7097z + 20.5773\right] \cdot \frac{1}{EI}$$

El desplazamiento en el extremo será:

$$E = 2x10^6 \frac{Kg}{cm^2} \qquad I = \frac{\pi \cdot 1.9^4}{64} \approx 0.6347$$

$$EI = 1279423.42$$

$$x(0) = \frac{41.056}{1279423.42}; \qquad y(0) = \frac{20.5773}{1279423.42}$$

$$x(0) = 0.000032\,cm \qquad y(0) = 0.000016\,cm$$

$$\Delta = \sqrt{x^2(0) + y^2(0)} = 0.00003577$$

$$El \;\; permisible \;\; es \;\; \frac{L}{2000} = \frac{2.08}{2000} = 0.00104 \;\; cm$$

El eje cumple el criterio

PARTE 2

Se analiza la tensiones según el diagrama mostrado en la figura 3.17.

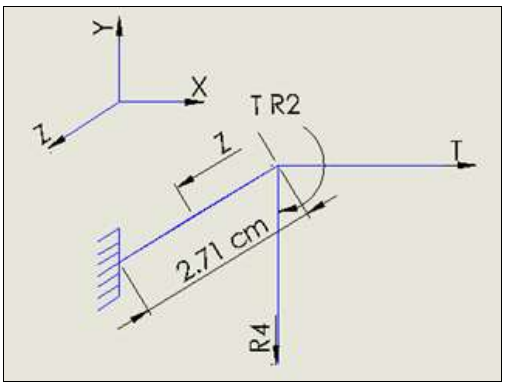


Figura 3.17 Diagrama de cuerpo libre parte 2, Fuente: Los Autores

Para el análisis de los momentos nos ayudamos de los diagramas como muestra la figura 3.18.

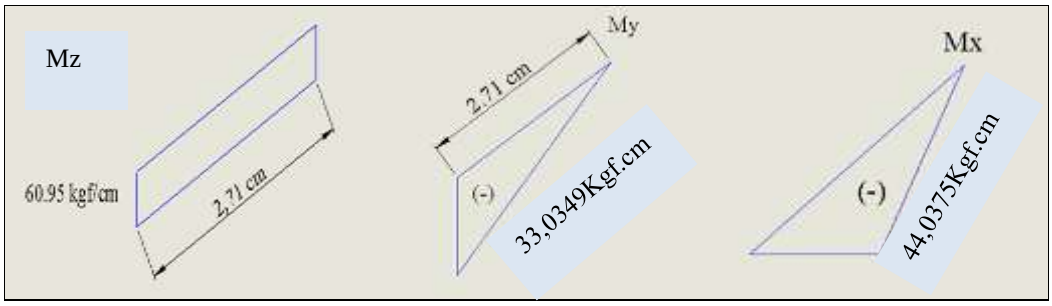


Figura 3.18 Diagrama de momentos parte 2. Fuente: Los Autores

Mz (z) = -60,95

My (z) = -12,19 Z

Mx (z) = -16,25 Z

Aplicando el mismo criterio antes mencionado

$$\sigma_y = \frac{M_1 C}{I_p} = 33.0344 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{64}{\pi \cdot d^4} = \frac{336.4907}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_2 C}{I_p} = 60.95 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{32}{\pi \cdot d^4} = \frac{310.415}{d^3}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{336.4907}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{310.415}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{402298.4074}{d^6}}$$

$$d = 0.707\, cm \approx 1 cm$$

$$Se\ escoje\ \ d = 1.9\, cm$$

Se procede a analizar deflexiones:

Eje x:

$$EI\ \frac{d^2x}{dz^2} = My$$

$$EI\ \frac{d^2x}{dz^2} = -12.19z$$

$$EI\ \frac{dx}{dz} = -12.19\frac{z^2}{2} + C_1$$

$$EI\ \ x(z) = -12.19\frac{z^3}{6} + C_1 z + C_2$$

Condiciones de borde

$$z = 2.71; \qquad x = 0$$
$$z = 2.71; \qquad x' = 0$$

$$0 = -12.19 \cdot \frac{(2.71)^2}{2} + C_1 \cdot 2.71$$

$$C_1 = 16.5174$$

$$0 = -12.19 \cdot \frac{(2.71)^3}{6} + 16.5174 \cdot 2.71 + C_2$$

$$C_2 = 4.3268$$

$$x(z) = \left[-2.03166z^3 + 16.5174z + 4.3268\right] \cdot \frac{1}{EI}$$

Eje y:

$$EI\ \frac{d^2y}{dz^2} = Mx$$

$$EI\ \frac{d^2y}{dz^2} = -16.25z$$

$$EI\ \frac{dx}{dz} = -16.25\frac{z^2}{2} + C_1$$

$$EI\ \ x(z) = -16.25\frac{z^3}{6} + C_1 z + C_2$$

Condiciones de borde

$z = 2.71; \qquad y = 0$

$z = 2.71; \qquad y' = 0$

$$0 = -16.25 \cdot \frac{(2.71)^2}{2} + C_1$$

$$C_1 = 59.6108$$

$$0 = -16.25 \cdot \frac{(2.71)^3}{6} + 59.6708 \cdot 2.71 + C_2$$

$$C_2 = -107.8052$$

$$y(z) = \left[-2.7083z^3 + 59.6708z - 107.8052\right] \cdot \frac{1}{EI}$$

El desplazamiento será:

$$EI = 1279423.42$$

$$x(0) = \frac{4.3268}{1279423.42}; \qquad y(0) = \frac{107.8052}{1279423.42}$$

$$x(0) = 0.000003382\,cm \qquad y(0) = 0.00003428\,cm$$

$$\Delta = \sqrt{x^2(0) + y^2(0)} = 0.00008434$$

$$El\ \ permisible\ \ es\ \ \frac{L}{2000} = \frac{2.71}{2000} = 0.001355\ cm$$

El eje cumple el criterio

3.8.4. Selección del Rodamiento

Se realiza un diagrama de cargas, figura 3.19 para seleccionar los rodamientos que se va a utilizar.

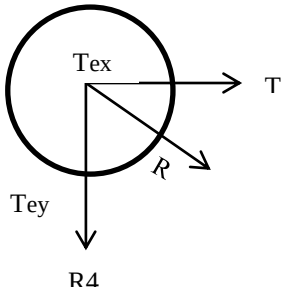


Figura 3.19 Diagrama de cargas del rodamiento. Fuente: Los Autores

Para el rodamiento se observa la carga que soporta el apoyo y la velocidad de funcionamiento

$$\vec{R} = \vec{T}_{Rx} + \vec{T}_{Ry} + \vec{T} + \vec{R}_4$$

$$\vec{R} = (13.69 + 12.19)\,\vec{i} - (6.63 + 16.25)\,\vec{j} = 25.88\,\vec{i} - 22.93\,\vec{j}$$

$$\left|\vec{R}\right| = 34.576\,Kg \cdot \frac{9.8N}{1Kg} = 0.338\,KN$$

Se escoge un rodamiento 6003 SKF cuya capacidad de carga es 6.37KN, según tabla del anexo 3.

3.9. Cálculo de las columnas del sistema distribuidor.

El bastidor se lo analizará como un pórtico cuya parte horizontal es rígida y las cargas estarán concentradas en los nudos, para resolverlo se utilizara el método de la rigidez, figura 3.20.

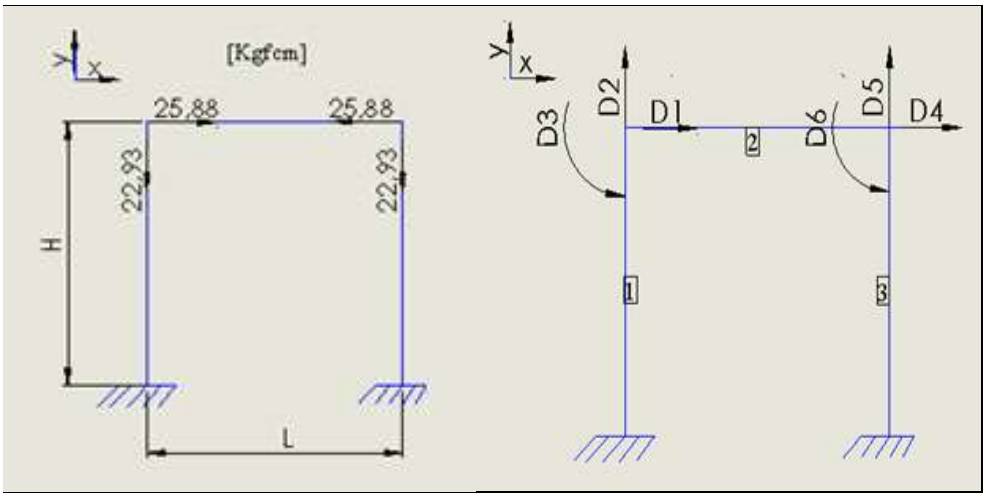


Figura 3.20 Diagrama de cuerpo libre Fuente: (Autores)

Matriz de rigidez

						G^t					
Barra	I	Long	K			D1	D2	D3	D4	D5	D6
1	I	H	$\frac{4EI}{H}$	$\frac{2EI}{H}$		$\frac{1}{H}$	0	0	0	0	0
			$\frac{2EI}{H}$	$\frac{4EI}{H}$		$\frac{1}{H}$	0	1	0	0	0
					$\frac{EA}{H}$	0	1	0	0	0	0
2	I	L	$\frac{4EI}{L}$	$\frac{2EI}{L}$		0	$\frac{1}{L}$	1	0	$-\frac{1}{L}$	0
			$\frac{2EI}{L}$	$\frac{4EI}{L}$		0	$\frac{1}{L}$	0	0	$-\frac{1}{L}$	1
					$\frac{EA}{L}$	-1	0	0	1	0	0
3	I	H	$\frac{4EI}{H}$	$\frac{2EI}{H}$		0	0	0	$\frac{1}{H}$	0	1
			$\frac{2EI}{H}$	$\frac{4EI}{H}$		0	0	0	$\frac{1}{H}$	0	0
					$\frac{EA}{H}$	0	0	0	0	0	0

Dónde:

G^t = Desplazamientos unitarios

Valores de la matriz de rigidez

UNIDADES[kgf;cm]

				Gt					
BARRA	**Matriz de rigidez**			**D1**	**D2**	**D3**	**D4**	**D5**	**D6**
1	131920000	65960000		0,003333	0	0	0	0	0
	65960000	131920000		0,003333	0	1	0	0	0
			1863133,333	0	1	0	0	0	0
2	465600000	232800000		0	0,011765	1	0	-0,0117647	0
	232800000	465600000		0	0,011765	0	0	-0,0117647	1
			6575764,706	-1	0	0	1	0	0
3	131920000	65960000		0	0	0	0,003333333	0	1
	65960000	131920000		0	0	0	0,003333333	0	0
			1863133,333	0	0	0	0	1	0

Aepn	**Dm**	**Am[kgf-cm;kgf]**
0,00	0,000000007	1,06298
0,00	0,000000003	0,82830
0,00	-0,000012307	-22,93000
0,00	-0,000000004	-0,82830
0,00	0,000000004	0,82830
0,00	-0,000003935	-25,87370
0,00	-0,000000003	-0,82830
0,00	-0,000000007	-1,06298
0,00	-0,000012307	-22,93000

$A_D = A_{DL} + SD$

Dónde:

A_D = Acciones en desplazamiento

A_{DL}= Acciones en desplazamiento debido a cargas

SD = matriz de rigidez de desplazamiento.

E = 2 x 10^6 , módulo de elasticidad del material en la viga

I1 = 4947cm^4 , momento de inercia de la sección transversal de la viga

I2 = 2145cm^4, momento de inercia de la sección transversal de la viga

A = 279,47 cm^2, Área

H = 300cm, altura de la columna

L = 85cm, Ancho de la viga

Dimensiones del tubo estructural

b = 10cm,

h = 15cm

Para obtener los valores de la matriz de rigidez nos ayudamos de los diagramas mostrados en la figura 3.21.

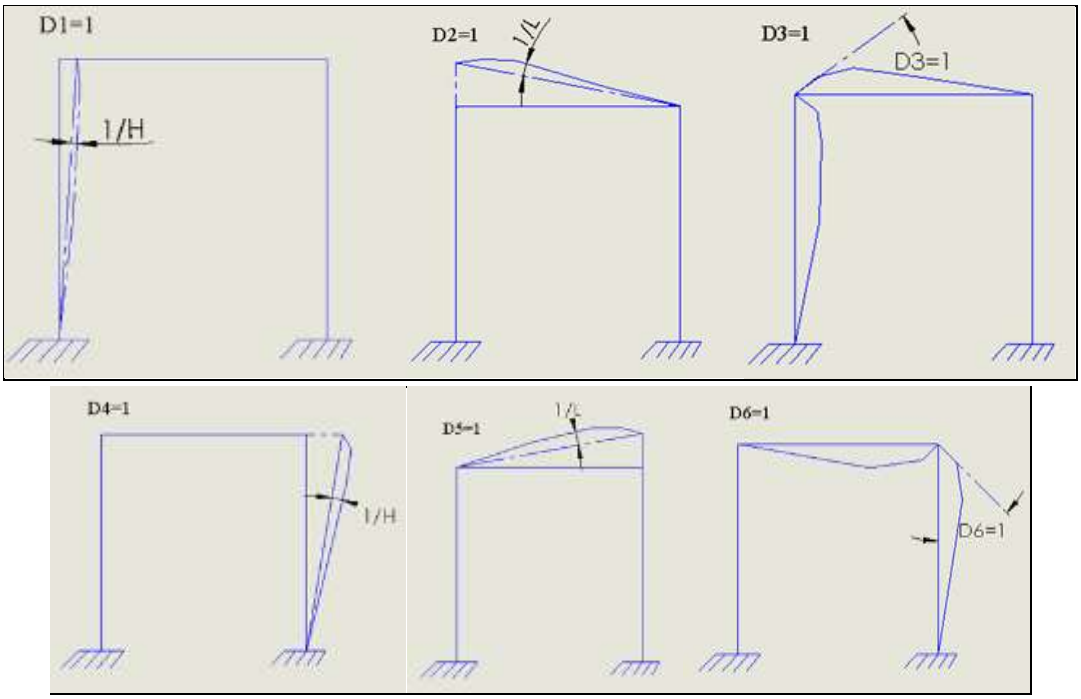


Figura 3.21 Diagramas de deformaciones Fuente: (Autores)

Matriz de rigidez local

$$km = \begin{vmatrix} \frac{4EI}{H} & \frac{2EI}{H} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{2EI}{H} & \frac{4EI}{H} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{EA}{H} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{4EI}{L} & \frac{2EI}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{2EI}{L} & \frac{4EI}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{4EI}{H} & \frac{2EI}{H} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{2EI}{H} & \frac{4EI}{H} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{H} \end{vmatrix}$$

Valores de km

131920000	65960000	0	0	0	0	0	0	0
65960000	131920000	0	0	0	0	0	0	0
0	0	1863133,33	0	0	0	0	0	0
0	0	0	465600000	232800000	0	0	0	0
0	0	0	232800000	465600000	0	0	0	0
0	0	0	0	0	6575764,71	0	0	0
0	0	0	0	0	0	131920000	65960000	0
0	0	0	0	0	0	65960000	131920000	0
0	0	0	0	0	0	0	0	1863133,33

Valores de G

0,00333333	0,00333333	0	0	0	-1	0	0	0
0	0	1	0,01176471	0,01176471	0	0	0	0
0	1	0	1	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	1	0,00333333	0,00333333	0
0	0	0	-0,01176471	-0,01176471	0	0	0	1
0	0	0	0	1	0	1	0	0

Valores de S

6580162,04	0	659600	-6575764,71	0	0
0	2056462,05	8216470,59	0	-193328,72	8216470,59
659600	8216470,59	597520000	0	-8216470,59	232800000
-6575764,71	0	0	6580162,04	0	659600
0	-193328,72	-8216470,59	0	2056462,05	-8216470,59
0	8216470,59	232800000	659600	-8216470,59	597520000

Grados de Libertad	Pext	G. Aepn	Pext - G. Aepn	Δ
D_1	25,88	0	25,88	0,00000197
D_2	-22,93	0	-22,93	-0,00001231
D_3	0	0	0	0,00000000
D_4	-25,88	0	-25,88	-0,00000197
D_5	-22,93	0	-22,93	-0,00001231
D_6	0	0	0	0,00000000

Procedimiento:

1. Obtener $G^t \longrightarrow G$
2. Obtener km
3. Obtener $A_e\ p_n$

$S = G\ km\ G^t$

$\Delta = S^{-1}[P - G.\ A_e p_n]$

$dm = G^t \Delta$

$Am = km\ dm + A_e\ p_n$

G = Desplazamiento unitarios

Km= Matriz de rigidez local

S = Matriz de rigidez estructura

dm = Desplazamientos en cada grado de libertad

Am = Acciones de extremo, momentos o carga axial

Aepn = Acciones de empotramiento

Una vez obtenidas las acciones de extremo, se trazan los diagramas de momentos a carga axial para su análisis, figura 3.22

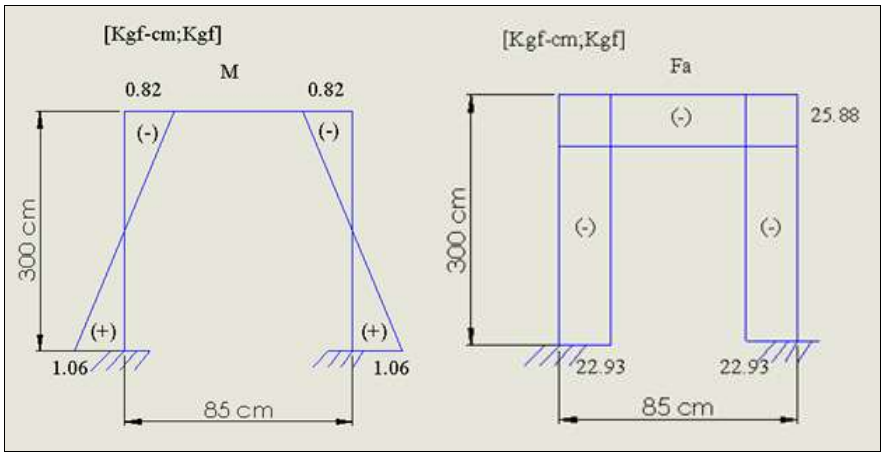


Figura 3.22 Diagrama de momentos Fuente: (Autores)

L=85cm
H=300cm

Visto lateralmente el pórtico es como se muestra en la figura 3.23

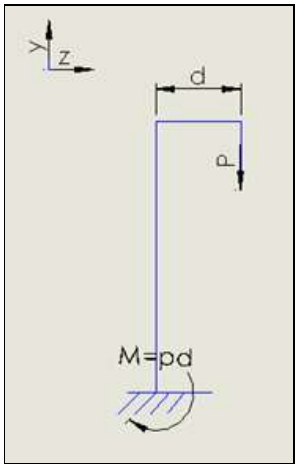


Figura 3.23 Vista lateral de la estructura Fuente: (Autores)

Al esquema ya planteado se debe sumar la acción de la excentricidad d, es decir la base soporta una carga axial más el momento Pd.

Del pórtico plano mostrado anteriormente la sección soporta esfuerzos combinados

$$\sigma_e = \sigma_{axial} + \sigma_{flexion_1} + \sigma_{flexion_2}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{P}{A} \qquad \sigma_{flexion_1} = \frac{M_C}{I_1} \qquad \sigma_{flexion_2} = \frac{M_{2C}}{I_2}$$

$$\sigma_e \leq [\sigma]$$

$$\sigma_e = 1.301 \, {}^{Kg}\!/_{cm^2} \qquad [\sigma]_{A-36} = 1530 \, {}^{Kg}\!/_{m^2}$$

El perfil por esfuerzos cumple con el criterio $\sigma_C \leq [\sigma]$ analizando deformación se observa que el pórtico x_y tiene desplazamientos del orden de milésimas de cm. Figura 3.24.

Viendo el pórtico en Z_y la deflexión es:

$$\Delta = \frac{ML^2}{2EI}$$ [27]

[27] GERE, Weaver, *Análisis de estructuras reticulares*, Pag. 504

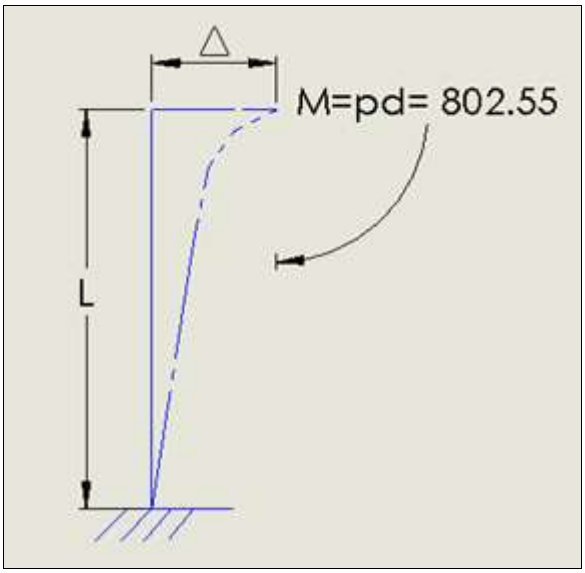


Figura 3.24 Diagrama de deformación Fuente: (Autores)

$$E = 2x10^6\,Kg/cm^2$$

$$I = 4947\,cm^4$$
$$L = 300\,cm$$

$$\Delta = \frac{802.55Kg \cdot cm \cdot 300^2\,cm^2}{2 \cdot 2x10^6\,{}^{Kg}\!/_{cm^2} \cdot 4947cm^4}$$

$$\Delta = 0.00365\,cm << \frac{L}{2000} = 0.15\,cm\ (OK)$$

3.9.1. Cálculo de la soldadura en la base del distribuidor

La soldadura en la base de la estructura soporta la carga y el momento, figura 3.25

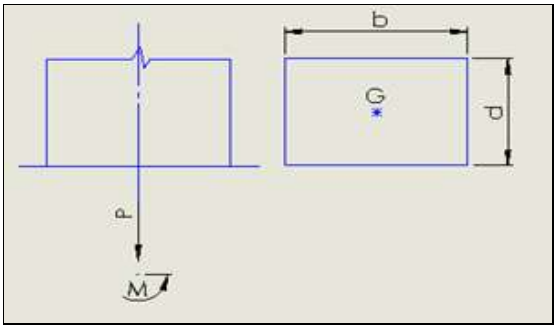


Figura 3.25 Diagrama de cargas y momento para la soldadura. Fuente: Los Autores

$$M = 802.55\,Kg \cdot cm$$
$$P = 22.93\,Kg$$

$$A = 1.414h(b+d)$$
$$I_R = \frac{d^2}{6}(3b+d)$$

$h = Filete$
$h = 3\,mm$
$b = 10\,cm$
$d = 15\,cm$

$$A = 1.414 \cdot 0.3(10+15)$$
$$A = 10.605\,cm^2$$
$$I_R = \frac{15^2}{6}(3 \cdot 10 + 15) = 1687.5\,cm^4$$
$$I = 0.707hIn =$$

$$\tau = \frac{P}{A} + \frac{M_c}{I}$$
$$\tau = \frac{22.93}{10.605} + \frac{802.55 \cdot 7.5}{357.918} = 18.97\,{}^{Kg}\!/_{cm^2}$$
$$f_s = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.577 \cdot 1530}{18.97} = 46.53\ (OK)$$

Se utiliza un filete de 3 mm

3.10. Cálculo de los pernos

Los pernos de sujeción son los encargados de acoplar la placa de motor al bastidor, la resistencia a corte de un perno SAE 2 M10 = 1200 Kgf

El peso de la placa más equipos es 100 Kgf y se utiliza 8 pernos la carga por perno es $\frac{100}{8} = 12.5Kgf$ la carga de trabajo es menor a la resistencia. Ver anexo 11

3.11. Cálculo del espesor de la placa superior del distribuidor

[cm]

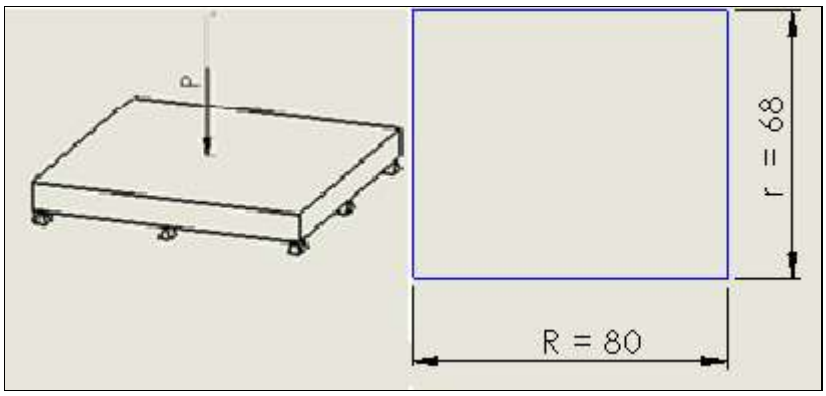


Figura 3.26 Diagrama de cargas de la placa. Fuente: Los Autores

Para obtener el espesor de placa se analizará como un rectángulo apoyado simplemente en tres lados y un lado libre y con una carga concentrada P. Figura 3.26

R = Lado mayor

r = Lado menor

$$P = 60Kgf \ (\text{Soportes y acciones de todos los elementos})$$

Caso 18 $\quad R/r = \frac{80}{68} = 1.17$

$k = 0.672$

$k_1 = 0.14$

$$S_M = k\frac{P}{t^2}$$

$$Y_M = K_1\frac{PR^2}{Et^3}$$

Para un aluminio AA 3003-M12

$$Sy = 840.4 \, {}^{Kgf}\!/_{cm^2}$$

$$E = 711545 \, {}^{Kgf}\!/_{cm^2}$$

$$t = 15 \, mm$$

$$[\sigma] = 511.15 \, {}^{Kgf}\!/_{cm^2}$$

$$fs = 1.65$$

$$S_M = 0.672 \cdot \frac{60Kgf}{1.5^2} = 17.92 \, {}^{Kgf}\!/_{cm^2} \qquad (OK)$$

$$Y_M = 0.14 \cdot \frac{60kgf \cdot 80^2 cm^2}{711545 \, {}^{kgf}\!/_{cm^2} \cdot 1.5^3 cm^2}$$

$$Y_M = 0.0223 \, cm \qquad (OK) \quad \frac{L}{2000} = \frac{80}{2000} = 0.04 \, cm$$

Con 1.5 cm de espesor cumple tanto para esfuerzos como deformaciones.

3.12. Selección de chavetas

Chavetas: Para las chavetas su tamaño esta normalizado. Ver Anexo 8

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

4.1 Introducción

El análisis económico tiene, tiene por objetivo determinar el monto de los recursos económicos necesarios para la realización del proyecto.
El análisis económico se lo realiza tomando en cuenta los costos directos y los costos indirectos.

Para determinar el costo total directo se considera los costos parciales de:

- Materiales directos.
- Elementos Normalizados.
- Costos de maquinado.
- Costos de montaje.

De manera similar para determinar el costo total indirecto se considera los costos parciales de:

- Materiales Indirectos.
- Costos de ingeniería.
- Gastos imprevistos.

Para determinar el costo total de la máquina transportadora de producto semielaborado para la fabricación de filtros de cigarrillos se suma los costos directo y los costos indirectos.

4.2 Costo de construcción de la maquina transportadora

Para realizar el análisis es preciso cotizar los precios de todos los componentes que se utilizarán en el desarrollo de la máquina, como también todos aquellos agentes directos e indirectos que intervienen en la fabricación del mismo.

4.2.1 Componentes de la unidad transportadora

- Tolva de almacenamiento de producto
  - Sistema elevador
  - Sistema distribuidor
  - Tolvas de descarga
  - Motorreductores
  - Cadenas transportadoras

4.2.2 Personal requerido para la construcción de la máquina

Para la construcción del equipo transportador se requiere personal hábil y con conocimientos en máquinas herramientas, como también en procesos de producción, para el uso adecuado de las mismas.

- Soldador
- Tornero
- Doblador
- Otros operarios

4.2.3 Costos directos

4.2.3.1 Costos de materiales directos

Se denominan materiales directos a la materia prima que se utiliza para construir los elementos que conforman la máquina. Los costos de los materiales directos se indican en la tabla 4.1.

COSTO DE MATERIALES DIRECTOS			
Materiales	**Cantidad**	**Precio unitario (usd)**	**Costo (usd)**
Plancha de aluminio 1220 x 2440 x4mm	6	198,00	1188,00
Plancha de acero inoxidable 3mm	2	352,00	704,00
Angulo acero 50x50mm	3	17,00	51,00
Plancha de acero 1000 x2000x3mm	2	185,00	370,00
Barra de acero cuadrado 20x20	2	34,00	68,00
Placa de aluminio 800x680x12mm	2	244,51	489,02
Plancha de acero 1000x600x12mm	1	360,00	360,00
Tubo rectangular 100x150x4mm	2	57,00	114,00
Platina 50x6mm	1	12,60	12,60
Plancha acero 300x300x8mm	2	52,00	104,00
Tubo cuadrado 100x100x3mm	1	42,00	42,00
Platina 75x6mm	1	17,00	17,00
		Subtotal	3519,62

Tabla 4.1 Costo de materiales directo, Fuente: (Novacero, Aceros Bohler)

4.2.3.2 Costos de elementos normalizados

Son aquellos elementos que son de libre comercialización en el mercado y no necesitan ser alterados para su uso, estos costos se muestran en la tabla 4.2

COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS			
Materiales	**Cantidad**	**Precio unitario (usd)**	**Costo (usd)**
Motoreductor Panasonic	6	1520	9120,00
Catalinas paso ½”	12	13,50	162,00
Cadenas de transmisión N°40	3	36,00	108,00
Pernos, arandela y tuercas	150	0,09	13,50
Cadena transportadora de filtros	88m	152,20	13393,60
Perfil guía de cadena	13 (3m.c/u)	238,62	3102,06
Terminales de perfiles	12	243,44	2921,28
Curvas horizontales 90°	4	600,00	2400,00
Guía de cadena 28-062750	2	456,02	912,04
Guía de cadena 28-062749	2	547,23	1094,46
		Subtotal	33226,94

Tabla 4.2 Costo de elementos normalizados

Fuente: hivimar, la casa del perno

4.2.3.3 Costo de maquinado

Este costo tiene que ver con el valor respecto a la mano de obra directa empleada en las máquinas herramientas y equipos eléctricos, estos costos se muestran en la tabla 4.3.

COSTO DE MAQUINADO Y MANO DE OBRA			
Proceso	**Tiempo [h]**	**Costo/Hora [usd/h]**	**Costo total [usd]**
Cortado	15	2	30,00
Soldadura Mig	15	80	1200,00
Pulido	15	2	30,00
Cizalla	20	2	40,00
Doblado	30	2	60,00
Torneado	50	8	400,00
Fresado	30	12	360,00
Taladrado	30	4	120,00
T.Subcontrat.			
Const. Terminales de cadena			600,00
Const. de estructura base tolva			590,00
Const. guías de cadena elevador			452,00
		Subtotal	3882,00

Tabla 4.3 Costo de maquinado Fuente: Autores

4.2.3.4 Costos de montaje

Estos costos están relacionados con la mano de obra necesaria para el armado y ensamblado de cada una de las partes y la máquina. Para el montaje, se considera el trabajo de 4 personas durante 5 meses a un costo detallado en la tabla 4.4

	Mensual (usd)	Meses	Personal
		5	4
Sueldo	500	2500,00	10000,00
Aporte IESS 12,15%	60,75	303,75	1215,00
Décimo tercero	41,67	208,33	833,33
Décimo Cuarto	28,33	141,67	566,67
Fondos Reserva	41,67	208,33	833,33
Liq. Vacaciones	1,74	8,68	34,72
	Total USD		**13483,06**

Tabla 4.4 Costo de montaje Fuente: Autores.

4.2.3.5 Costo total

En la tabla 4.5 se indica el costo total:

COSTO TOTAL	
Costo de materiales directos	3519,62
Costo de elementos normalizados	33226,94
Costo maquinado	3882,00
Costo de montaje	13483,06
Costo total (usd)	**54111,62**

Tabla 4.5 Costo total

Fuente: Autores

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Al finalizar el diseño y la construcción del transportador se comprueba que cumple con el objetivo principal que es el de transportar 5000 barras/min. producto semielaborado para la fabricación de filtros de cigarrillos, la misma que, mejora la productividad del proceso, satisface los parámetros funcionales y requerimientos operacionales planteados al inicio de este trabajo.

- El diseño del transportador permite al operador extender la frecuencia de carga de 2 a 9 minutos, en su tarea diaria de llenado de las tolvas de semielaborado en la máquina elaboradora de filtros.

- El diseño y construcción del transportador es tal que permite su montaje y desmontaje fácilmente.

- Este trabajo de investigación es una guía para el diseño de transportadores para aplicaciones específicas. Se describe paso a paso los criterios utilizados para su diseño así como una descripción de los elementos y accesorios mecánicos y eléctricos que se encuentran disponibles en el mercado

RECOMENDACIONES

- Para alargar la vida útil de la máquina se debe crear un manual de mantenimiento de los sistemas del transportador, se deberá seleccionar el tipo de lubricante a usarse, se generará un listado de repuestos de uso más frecuente y se adjuntará un cronograma de mantenimiento.

- Capacitar al personal encargado de la operación del transportador para garantizar el correcto funcionamiento de acuerdo a las especificaciones para el que fue diseñado

- Se debe realizar un cronograma de limpieza de la cadena transportadora y revisar el tensado de la misma.

- Los materiales utilizados para la construcción y que estén en contacto con el producto deben ser de grado alimenticio.

- La velocidad del transportador puede ser variable, lo que facilita trabajar con diferentes volúmenes de producción, esta variación se consigue mediante el uso de variadores de frecuencia en los motores.

- Extender este estudio técnico de funcionamiento mecánico a un estudio de factibilidad para comprobar la diferencia que representa la construcción del transportador localmente o comprarlo directamente a los fabricantes.

BIBLOGRAFIA

1. LOPEZ CANO José Luís, *Métodos e hipótesis científicas*, , 1984
2. M. KUTZ, *Enciclopedia de la mecánica ingeniería y técnica*, Editorial Océano-México, Barcelona-España.
3. EUGENE A Abullone, *Manual del ingeniero mecánico*, 9ª Edición, Editorial McGraw-Hill, México 2001.
4. SINGER L. Frendinald, *Resistencia de materiales*, 4ª edición, México D.F. 199
5. SHIGLEY, Joseph; *Diseño en ingeniería mecánica*, 5ª Edición, Editorial MC Graw-Hill, México, 1989.
6. MARKS, *Manual del ingeniero mecánico*, 9ª Edición, Editorial MC Graw-Hill, México.
7. JUVINALL, R, *Fundamentos para ingeniería mecánica*, Limusa, México, 1997.
8. FAG, *Manual de rodamientos*.
9. KAUMAN SA, *Manual de bandas*.
10. MARTIN, *Sprocket & gear* INC; manual de catalinas, cadenas, bandas, Arlington USA 1957
11. BERTOLINE, WIEBE, MILLER, MOHLER; *Dibujo en Ingeniería*, 2ª Edición, Editorial MC Graw-Hill, México 1997.

CONSULTAS WEB

http://techdoc.flexlink.com/cat2000/0_en_Cat/5147en6/images_cat/02484fc.png

http://www.Correas+de+sincronizacion+de+doble+ladoFes.made-in-china.com

http://www.flexlink.com/es/offering/conveyor-systems/aluminum/

http://www.llchain.com/en/index.aspx

http://www.mecanicaymotores.com

http://www.Correas+de+sincronizacion+de+doble+ladoFes.made-in-china.com

http://www.habasit.com/es/bandas-tabaco.htmbanda o cinta.com

http://www.Novacero.Aceros Bohler.com

https://es.scribd.com/doc/178555126/**Catalogo**-General-**Skf**

http://www.trak-on.ru/files/FlexLink%20Chain%20guide.pdf

http://www.flexlink.com/en/Images/02XS.pdf

ANEXO 1

PLANO GENERAL Y DESPIECE

ANEXO 2

MANUAL DE FUNCIONAMIENTO

Manual de Funcionamiento

TRANSPORTADOR DE SEMIELABORADOS BLANCOS Y SEMIELABORADOS NEGROS

El transportador de semielaborados blancos y semielaborados negros, está compuesto por 5 subconjuntos:

1. Centro de almacenamiento o carga de semielaborados.
2. Elevador de semielaborados.
3. Cadena transportadora.
3. Distribuidor de semielaborados hacia las máquinas elaboradoras de filtros para cigarrillos.
5. Tolvas de descarga de semielaborados blancos y semielaborados negros hacia la máquina elaboradora de filtros para cigarrillos.

1.- Tolvas de almacenamiento o carga de semielaborados

Descripción de partes.

La estructura y las piezas de la tolva de almacenamiento para semielaborado blanco y negro son las mismas, con la diferencia que la longitud de separadores de las guías de cadena transportadora, para semielaborado blanco es 27mm y para semielaborado negro es 49mm.
El montaje de los centros de almacenamiento se lo ha realizado con una inclinación de 10° con respecto a la línea vertical, para facilitar el cargado de bandejas y evitar la caída de semifiltros.

Tolva de seminegro

Altura final de transporte 90mm

Parte posterior

Tolva de semielaborado blanco
Guía de cadena
Cadena
Mantenimiento: Revisión semanal y limpieza de las guías y cadena transportadora

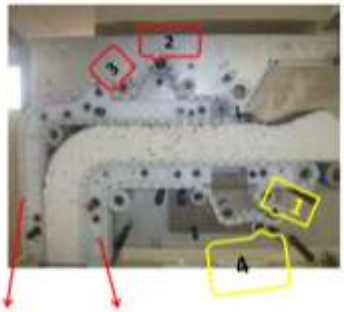
Purificador de aire
Filtro
Se debe realizar
limpieza semanal del
filtro purificador
Malla de protección
Ventilador
Motor: 0,5 Hp
3450 rpm
Deflector

2.- Elevador de semielaborados
Es un sistema de Flex link, su estructura es muy versátil puede acoplarse a diferente altura y diferente dirección.
De igual forma que el centro de almacenamiento o carga, la diferencia del elevador de semielaborado blanco y semielaborado negro, es la separación que existe entre las guías de cadena y la estructura, de acuerdo a la longitud del semifiltro
Semielaborado blanco
Semielaborado negro
Placa guía
Diferencia de separación
Blanco=20mm
Negro=5mm
Cadena de Descarga
Diferencia de altura del piso a la cadena de descarga:
Semielaborado blanco: 2550mm.
Semielaborado negro: 2400mm.
Separador y soporte de guía de cadena
L= 49mm, en blanco y negro

Sistema motriz del Sistema Elevador

El sistema de transmisión del elevador de semielaborado blanco y semielaborado negro, son iguales

Polea templadora con sistema de sobrecarga



Banda dentada doble lado

Cadena N° 1 Cadena N° 2

Detalle
1.- Polea de transmisión de catalina motriz de cadena N°2
2.- Polea de transmisión de catalina motriz de cadena N°1
3.- Templador de cadena N° 1
4.- Templador de cadena N° 2

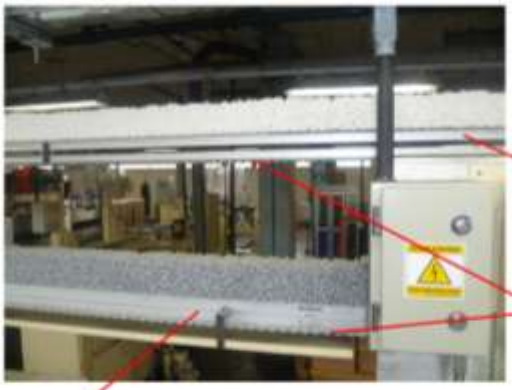
Motor: 0,12 Kw
2610 rpm
i 90:1

Mantenimiento del elevador

1. Limpieza y revisión semanal de las cadenas transportadoras de semielaborado
2. Revisión mensual de las guías de cadena transportadora, posible desgaste.
3. Revisión mensual de la banda dentada doble lado.
4. Revisión semestral del nivel de aceite de los moto reductores.
5. En el elevador de seminegro revisar semanalmente los limpiadores de guías de cadena (sopladores con aire comprimido).
6. Revisión mensual de los rodillos guías y templadores de la cadena transportadora

Nota: Los codos guías de cadena N°1del elevador de seminegro tienen calzos de acero inoxidable para evitar el desgaste prematuro.

3.- Cadena Transportadora



Perfil de guía de cadena

Cadena transportadora

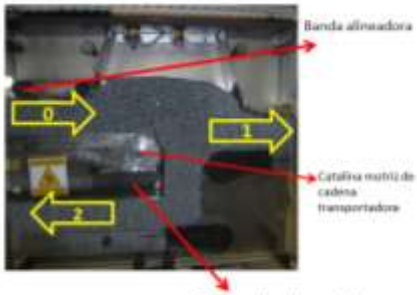
Perfil de guía de cadena

Mantenimiento: Revisión periódica de posibles roturas de eslabones de la cadena, cambiar de eslabón si es el caso.
En la cadena de semielaborados negro se ha colocado sopladores en diferentes puntos para evitar acumulación de carbón.
Se debe realizar limpieza semanal de las cadenas y guías

4.- Distribuidor de productos semielaborados

Sensores para controlar el avance de la cadena

Sensores:
1.- Mantiene velocidad Constante de la cadena de ingreso.
2.- Acelera el avance de la cadena de ingreso.
3.- Paro por alto nivel de llenado de la tolva
4.- Paro por bajo nivel de llenado de tolva



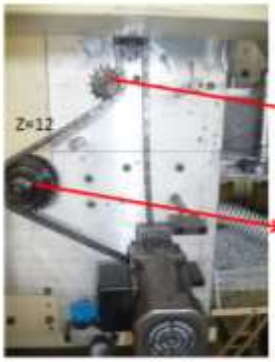
Detalle de direcciones

0.- Ingreso de semielaborados al distribuidor desde el elevador.
1.- Salida del distribuidor a la máquina N° 1.
2.- Salida del distribuidor hacia la máquina N° 2

Succionador de residuos de carbón

Sistema motriz del distribuidor

Semielaborado negro



Cadena de transmisión N° 40

Catalina motriz de banda alineadora

Catalina motriz de cadena transportadora con sistema de embrague

Semielaborado blanco

Mantenimiento del Distribuidor

1. Limpieza y revisión semanal del tensado y desgaste las cadenas transportadoras de semielaborados.
2. Revisión mensual de las guías de cadena transportadora, posible desgaste.
3. Limpieza y lubricación de la cadena de transmision, usar aceite ISO VG 150.
4. Revisión semestral del nivel de aceite de los moto reductores.
5. En el elevador de seminegro revisar semanalmente los limpiadores de guías de cadena (Su sistema de aspiración de polvo de carbón).

5. Tolvas de descarga a la máquina elaboradora

Sensores:
1.- Sensor de paro por llenado
2.- Sensor de avance rápido
3.- Sensor de paro por falta producto

Catalina motriz, cadena de ingreso a la tolva

Semielaborado blanco

Semielaborado negro

Requerimiento: 1000 barras/min. de semielaborado blanco
1500 barras/min. de semielaborado negro

Sistema motriz de la tolva de descarga

Catalina de tensado

Motoreductor

Catalina motriz de la banda alineadora

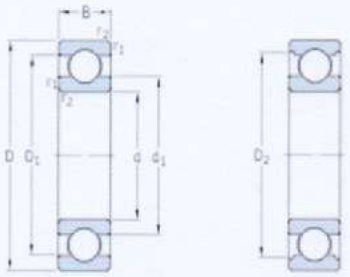
Catalina motriz de la cadena transportadora

Cadena de transmisión N° 40

Mantenimiento:
1. Limpieza y revisión de la cadena transportadora, tensado y desgaste
2. Limpieza y lubricación mensual de la cadena de transmisión.
3. Revisión del nivel de aceite de los motorreductores

ANEXO 3 CATALOGO DE RODAMIENTOS SKF

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d **12 – 22** mm

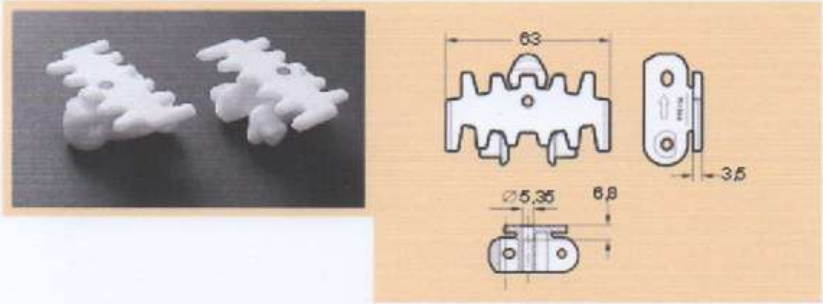


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	rpm		kg	–
12	21	5	1,43	0,67	0,028	70 000	43 000	0,0063	**61801**
	24	6	2,25	0,98	0,043	67 000	40 000	0,011	**61901**
	28	8	5,4	2,36	0,10	60 000	38 000	0,022	*** 6001**
	30	8	5,07	2,36	0,10	56 000	34 000	0,023	**16101**
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	*** 6201**
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,060	*** 6301**
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60 000	38 000	0,0074	**61802**
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	**61902**
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,025	*** 16002**
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,030	*** 6002**
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	*** 6202**
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	*** 6302**
17	26	5	1,68	0,93	0,039	56 000	34 000	0,0082	**61803**
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,018	**61903**
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,032	*** 16003**
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,039	*** 6003**
	40	9	9,56	4,75	0,2	38 000	24 000	0,048	**98203**
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	*** 6203**
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	**6203 ETN9**
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,12	*** 6303**
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	**6403**
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	**61804**
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,038	**61904**
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,050	*** 16004**
	42	9	7,93	4,5	0,19	38 000	24 000	0,051	**98204 Y**
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,069	*** 6004**
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	*** 6204**
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,096	**6204 ETN9**
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	*** 6304**
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	**6304 ETN9**
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,40	**6404**
22	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19 000	0,12	**62/22**
	56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18 000	0,18	**63/22**

* Rodamiento SKF Explorer

SKF

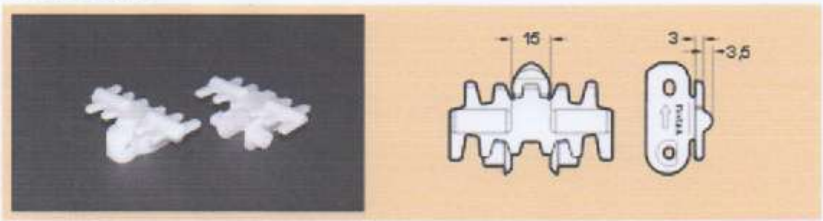
Plain chain with holes for magnets



Suitable for transport of ferromagnetic items in slopes. Magnets are not included.

Chain	Link(s)	Link kit(s)	Dimensions	Link weight	Material, link	Pivot
3921432	3921431	5056202		15 g	POM A	See link

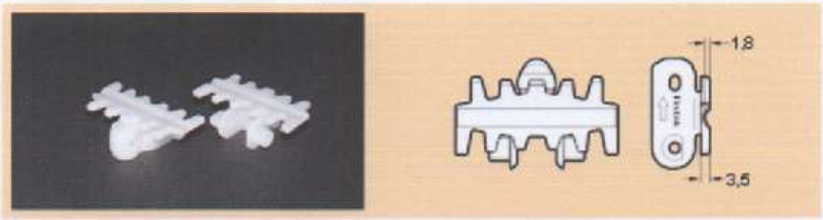
Cleated chain



PBT version suitable for cigarette transport. Slope < 10°.

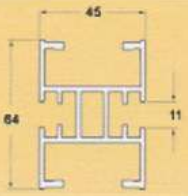
Chain	Link(s)	Link kit(s)	Dimensions	Link weight	Material, link	Pivot
3924157	3902428	5056203		15 g	POM A	See link
3905380	3905379	5056204		16 g	PBT	See link

Cleated chain



Chain	Link(s)	Link kit(s)	Dimensions	Link weight	Material, link	Pivot
3924442	3904648	5056205		14 g	POM A	See link

Conveyor beam

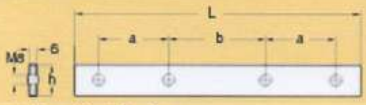


Beam
Length 3 m (3030 ±5 mm) **XSCB 3**
Length to order (30- 3000 mm) **XSCB L**

Slide rail: see page 103

Beam accessories XS

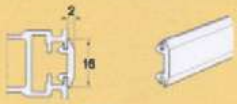
Connecting strip with set screws



Connecting strip with set screws
h=20, a=30, b=50, L=130 **XSCJ 6×130**

Note. Must be ordered in multiples of 10

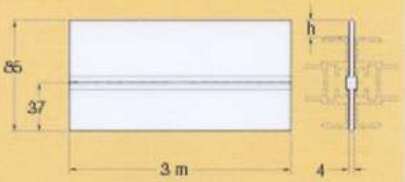
Cover strip for T-slot, PVC



Cover strip for T-slot, PVC
Length 25 m **XLAB 25**

For XS-X65-XH

Beam spacer

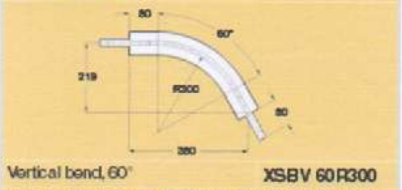


XS	XL	XH	XK
h=16.0 mm	h=15.9 mm	h=10.5 mm	h=0.5 mm

Beam spacer
Aluminium, anodized
Length 3 m **XLCD 3**

For connection of two conveyor beams side to side. Use M8 screw and slot nut. Two holes must be drilled, one through the spacer (9 mm) and one through the beam, to allow insertion of the screw. The diameter of the second hole depends on the size of the screw head.

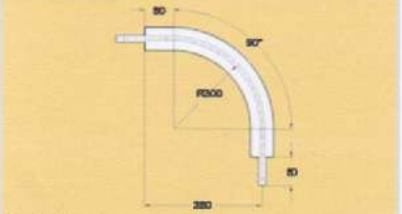
Vertical bend, 60°



Vertical bend, 60° **XSBV 60R300**

Effective track length: 0,50 m 1-way (0,95 m 2-way)

Vertical bend 90°



Vertical bend **XSBV 90R300**
90° ± 0,5°
R300 ± 5 mm

Effective track length: 0,70 m 1-way (1,30 m 2-way)

Vertical bend, 5°–90°

Vertical bend, 5°–90° **XSBV ER300**

The bend is cut in the middle to the desired angle and assembled using connecting strips. The angle "E" must be specified when ordering.

ANEXO 6 CATÁLOGO DE CURVAS VERTICALES FLEX LINK

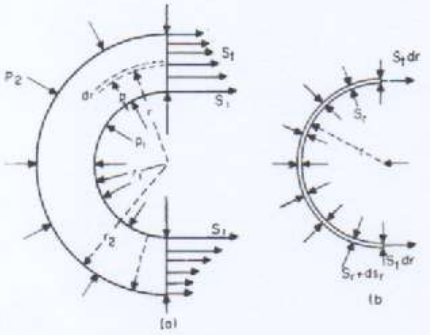


Fig. 5.2.67

EXAMPLE. The barrel of a field gun has an outside diameter of 9 in and a bore of 4.7 in. An internal pressure of 16,000 lb/in² is developed during firing. What maximum stress occurs in the barrel? An investigation of Lamé's equations for internal pressure reveals the maximum stress to be the tangential one on the inner surface. Thus,

$$S_t = p_i \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{16{,}000\,(2.35^2 + 4.5^2)}{4.5^2 - 2.35^2}$$
$$= 28{,}000 \text{ lb/in}^2 \ (1{,}972 \text{ kgf/cm}^2)$$

Oval Hollow Cylinders In Fig. 5.2.68, let a and b be the semiminor and semimajor axes. The bending moments at A and C will then be

$$M_0 = pa^2/2 - pI_x/(2S) - pI_y/(2S)$$
$$M_1 = M_0 - p(a^2 - b^2)/2$$

where I_x and I_y are the moments of inertia of the arc AC about the x and y axes, respectively. The **bending moment at any point** will be

$$M = M_0 - pa^2/2 + px^2/2 + py^2/2$$

Thick Hollow Spheres With an **internal pressure** p, where $p < T/0.65$.

$$r_2 = r_1[(T + 0.4p)/(T - 0.65p)]^{1/3}$$

The maximum tensile stress is on the inner surface, in the direction of the circumference. With an **external pressure** p, where $p < T/1.05$,

$$r_2 = r_1[T/(T - 1.05p)]^{1/3}$$

In both cases T is the true stress.

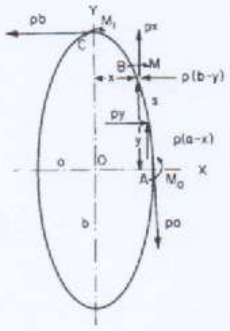


Fig. 5.2.68

PRESSURE BETWEEN BODIES WITH CURVED SURFACES

(See Hertz, "Gesammelte Werke," vol. I, pp. 159 *et seq.*, Barth.)

Two Spheres The radius A of the compressed area is obtained from the formula $A^3 = 0.68P(c_1 + c_2)/(1/r_1 + 1/r_2)$, in which P is the compressing force, c_1 and c_2 ($= 1/E_1$ and $1/E_2$) are reciprocals of the respective moduli of elasticity, and r_1 and r_2 are the radii. (Reciprocal of Poisson's ratio is assumed to be $n = 10/3$.) The **greatest contact pressure** in the middle of the compressed surface will be $S_{max} = 1.5(P/\pi A^2)$, and

$$S^1_{max} = 0.235P(1/r_1 + 1/r_2)^2/(c_1 + c_2)^2$$

The **total deformation** of the two spheres will be Y, which is obtained from

$$Y^3 = 0.46P^2(c_1 + c_2)^2(1/r_1 + 1/r_2)$$

For $c_1 = c_2 = 1/E$, i.e., two spheres with the same modulus of elasticity, it follows that $A^3 = 1.36\ P/E(1/r_1 + 1/r_2)$, $S^3_{max} = 0.059PE^2(1/r_1 + 1/r_2)^2$, and $Y^3 = 1.84P^2(1/r_1 + 1/r_2)/E^2$. If the radii of these spheres are also equal, $A^3 = 0.68Pr/E = 0.34Pd/E$; $S^3_{max} = 0.235PE^2/r^2 = 0.94PE^2/d^2$; and $Y^3 = 3.68P^2/(E^2r) = 7.36P^2/(E^2d)$.

Sphere and Flat Plate In this case $r_1 = r$ and $r_2 = \infty$, and the above formulas become $A^3 = 0.68Pr(c_1 + c_2) = 1.36Pr/E$, and

$$S^2_{max} = 0.235P/[r^2(c_1 + c_2)^2] = 0.059PE^2/r^2$$
$$Y^3 = 0.46P^2(c_1 + c_2)^2/r = 1.84P^2/(E^2r)$$

Two Cylinders The width b of the rectangular pressure surface is obtained from $(b/4)^2 = 0.29P(c_1 + c_2)/l[(1/r_1) + (1/r_2)]$, where r_1 and r_2 are the radii, and l the length

$$S^2_{max} = [4P/(\pi bl)]^2 = 0.35P(1/r_1 + 1/r_2)/l(c_1 + c_2)]$$

For cylinders with the same moduli of elasticity, $c_1 = c_2 = 1/E$, and $(b/4)^2 = 0.58P/El[(1/r_1) + (1/r_2)]$; and $S^2_{max} = 0.175PE(1/r_1 + 1/r_2)/l$. When $r_1 = r_2 = r$, $(b/4)^2 = 0.29Pr/(El)$, and $S^2_{max} = 0.35PE/(lr)$.

Cylinder and Flat Plate Here $r_1 = r$, $r_2 = \infty$, and the above formulas reduce to $(b/4)^2 = 0.29Pr(c_1 + c_2)/l = 0.58Pr/(El)$, and

$$S^2_{max} = 0.35P/[lr(c_1 + c_2)] = 0.175PE/(lr)$$

For application to ball and roller bearings and to gear teeth, see Sec. 8.

FLAT PLATES

The analysis of flat plates subjected to **lateral loads** is very involved because plates bend in all vertical planes. Strict mathematical derivations have therefore been accomplished only in some special cases. Most of the available formulas contain some amount of rational empiricism. Plates may be classified as (1) **thick plates,** in which transverse shear is important; (2) **average-thickness plates,** in which flexure stress predominates; (3) **thin plates,** which depend in part upon direct tension; and (4) **membranes,** which are subject to direct tension only. However, exact lines of demarcation do not exist.

The flat-plate formulas given apply primarily to symmetrically loaded **average-thickness plates** of constant thickness. They are valid only if the maximum deflection is small relative to the plate thickness; usually, $y \leq 0.4t$. In the mathematical analyses, allowance for stress redistribution, because of slight local yielding, is usually not made. Since this yielding, especially in ductile materials, is beneficial, the formulas generally err on the side of safety. Certain cases of symmetrically loaded **circular and rectangular plates** are presented in Figs. 5.2.69 and 5.2.70. The maximum stresses are calculated from

$$S_M = k\frac{wR^2}{t^2} \qquad S_M = k\frac{P}{t^2} \qquad \text{or} \qquad S_M = k\frac{C}{t^2}$$

The first equation is for a uniformly distributed load w, lb/in²; the second supports a concentrated load P, lb; and the third a couple C, per unit length, uniformly distributed along the edge. Combinations of these loadings may be treated by superposition. The factors k and k_1 are given

Table 5.2.19 Coefficients k and k_1 for Circular Plates
($\mu = 0.3$)

Case	k	k_1
1	1.24	0.696
2	0.75	0.171
3	6.0	4.2

	R/r											
	1.25		1.5		2		3		4		5	
Case	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
4	0.592	0.184	0.976	0.414	1.440	0.664	1.880	0.824	2.08	0.830	2.19	0.813
5	0.105	0.0025	0.259	0.0129	0.481	0.057	0.654	0.130	0.708	0.163	0.730	0.176
6	1.10	0.341	1.26	0.519	1.48	0.672	1.88	0.734	2.17	0.724	2.34	0.704
7	0.195	0.0036	0.320	0.024	0.455	0.081	0.670	0.171	1.00	0.218	1.30	0.238
8	0.660	0.202	1.19	0.491	2.04	0.902	3.34	1.220	4.30	1.300	5.10	1.310
9	0.135	0.0023	0.410	0.0183	1.04	0.0938	2.15	0.293	2.99	0.448	3.69	0.564
10	0.122	0.00343	0.336	0.0313	0.740	0.1250	1.21	0.291	1.45	0.417	1.59	0.492
11	0.072	0.00068	0.1825	0.005	0.361	0.023	0.546	0.064	0.627	0.092	0.668	0.112
12	6.865	0.2323	7.448	0.6613	8.136	1.493	8.71	2.555	8.930	3.105	9.036	3.418
13	6.0	0.196	6.0	0.485	6.0	0.847	6.0	0.940	6.0	0.801	6.0	0.658
14	0.115	0.00129	0.220	0.0064	0.405	0.0237	0.703	0.062	0.933	0.092	1.13	0.114
15	0.090	0.00077	0.273	0.0062	0.710	0.0329	1.54	0.110	2.23	0.179	2.80	0.234

in Tables 5.2.19 and 5.2.20; R is the radius of circular plates or one side of rectangular plates, and t is the plate thickness.
[In Figs. 5.2.69 and 5.2.70, $r = R$ for circular plates and r = smaller side rectangular plates.]

The **maximum deflection** for the same cases is given by

$$y_M = k_1 \frac{wR^4}{Et^3} \qquad y_M = k_1 \frac{PR^2}{Et^3} \qquad \text{and} \qquad y_M = k_1 \frac{CR^2}{Et^3}$$

The factors k_1 are also given in the tables. For additional information, including shells, refer to ASME Handbook, "Metals Engineering: Design," McGraw-Hill.

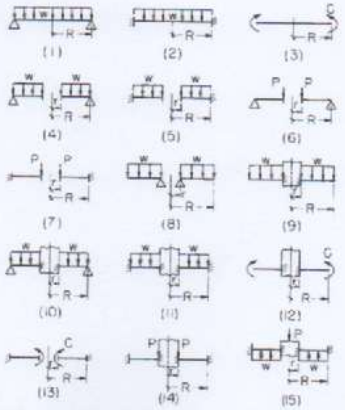


Fig. 5.2.69 Circular plates. Cases (4), (5), (6), (7), (8), and (13) have central hole of radius r; cases (9), (10), (11), (12), (14), and (15) have a central piston of radius r to which the plate is fixed.

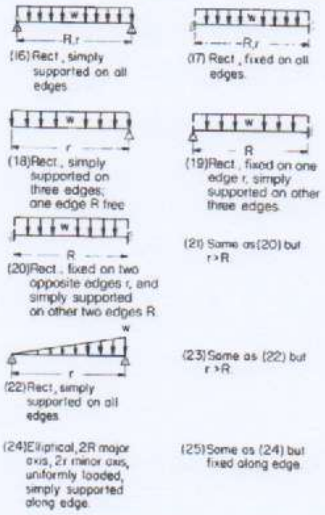


Fig. 5.2.70 Rectangular and elliptical plates. [R is the longer dimension except in cases (21) and (23).]

THEORIES OF FAILURE

Material properties are usually determined from tests in which specimens are subjected to **simple stresses** under static or fluctuating loads. The attempt to apply these data to **bi- or triaxial stress fields** has resulted in the proposal of various theories of failure. Figure 5.2.71 shows the principal stresses on a triaxially stressed element. It is assumed, for simplicity, that $S_1 > S_2 > S_3$. Compressive stresses are negative.

1. **Maximum-stress theory** (Rankine) assumes failure occurs when the largest principal stress reaches the yield stress in a tension (or compression) specimen. That is, $S_1 = \pm S_y$.

2. **Maximum-shear theory** (Coulomb) assumes yielding (failure) occurs when the maximum shearing stress equals that in a simple tension (or compression) specimen at yield. Mathematically, $S_1 - S_3 = \pm S_y$.

3. **Maximum-strain-energy theory** (Beltrami) assumes failure occurs when the energy absorbed per unit volume equals the strain energy per

Table 5.2.20 Coefficients k and k_1 for Rectangular and Elliptical Plates
($\mu = 0.3$)

	R/r									
	1.0		1.5		2.0		3.0		4.0	
Case	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
16	0.287	0.0443	0.487	0.0843	0.610	0.1106	0.713	0.1336	0.741	0.1400
17	0.308	0.0138	0.454	0.0240	0.497	0.0277	0.500	0.028	0.500	0.028
18	0.672	0.140	0.768	0.160	0.792	0.165	0.798	0.166	0.800	0.166
19	0.500	0.030	0.670	0.070	0.730	0.101	0.750	0.132	0.750	0.139
20	0.418	0.0209	0.626	0.0582	0.715	0.0987	0.750	0.1276	0.750	
21*	0.418	0.0216	0.490	0.0270	0.497	0.0284	0.500	0.0284	0.500	0.0284
22	0.160	0.0221	0.260	0.0421	0.320	0.0553	0.370	0.0668	0.380	0.0700
23*	0.160	0.0220	0.260	0.0436	0.340	0.0592	0.430	0.0772	0.490	0.0908
24	1.24	0.70	1.92	1.26	2.26	1.58	2.60	1.88	2.78	2.02
25	0.75	0.171	1.34	0.304	1.63	0.379	1.84	0.419	1.90	0.431

* Length ratio is r/R in cases 21 and 23.

unit volume in a tension (or compression) specimen at yield. Mathematically, $S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - 2\mu(S_1S_2 + S_2S_3 + S_3S_1) = S_y^2$.

4. **Maximum-distortion-energy theory** (Huber, von Mises, Hencky) assumes yielding occurs when the distortion energy equals that in simple tension at yield. The distortion energy, that portion of the total energy which causes distortion rather than volume change, is

$$U_d = \frac{1+\mu}{3E}(S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - S_1S_2 - S_2S_3 - S_3S_1)$$

Thus failure is defined by

$$S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - (S_1S_2 + S_2S_3 + S_3S_1) = S_y^2$$

5. **Maximum-strain theory** (Saint-Venant) claims failure occurs when the maximum strain equals the strain in simple tension at yield or $S_1 - \mu(S_2 + S_3) = S_y$.

6. **Internal-friction theory** (Mohr). When the ultimate strengths in tension and compression are the same, this theory reduces to that of maximum shear. For principal stresses of opposite sign, failure is defined by $S_1 - (S_{uc}/S_u)S_2 = -S_{uc}$; if the signs are the same $S_1 = S_u$ or $-S_{uc}$, where S_{uc} is the ultimate strength in compression. If the principal stresses are both either tension or compression, then the larger one, say S_1, must equal S_u when S_1 is tension or S_{uc} when S_1 is compression.

A **graphical representation** of the first four theories applied to a biaxial stress field is presented in Fig. 5.2.72. Stresses outside the bounding lines in the case of each theory mean failure (yield or fracture). A comparison with experimental data proves the distortion-energy theory (4) best for ductile materials of equal tension-compression properties. When these properties are unequal, the internal friction theory (6) appears best. In practice, judging by some accepted codes, the maximum-

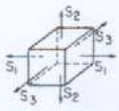


Fig. 5.2.71

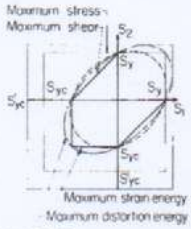


Fig. 5.2.72

shear theory (2) is generally used for ductile materials, and the maximum-stress theory (1) for brittle materials.

Fatigue failures cannot be related, theoretically, to elastic strength and thus to the theories described. However, experimental results justify this, at least to a limited extent. Therefore, the theory evaluation given above holds for **fluctuating stresses,** provided that principal stresses at the maximum load are used and the **endurance strength** in simple bending is substituted for the yield strength.

EXAMPLE. A steel shaft, 4 in in diameter, is subjected to a bending moment of 120,000 in · lb, as well as a torque. If the yield strength in tension is 40,000 lb/in², what maximum torque can be applied under the (1) maximum-shear theory and (2) the distortion-energy theory?

$$S_x = \frac{M_b}{I} = \frac{120{,}000 \times 2}{12.55}$$

$$= 19{,}100 \text{ lb/in}^2 \qquad S_{xy} = \frac{TC}{J} = \frac{T \times 2}{25.1} = 0.07987T$$

and
$$S_{M,m} = \frac{S_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{S_x}{2}\right)^2 + S_{xy}^2}$$

$$S_M - S_m = S_y \quad \text{or} \quad 2\sqrt{\left(\frac{19{,}100}{2}\right)^2 + (0.07987)^2} = (40{,}000)^2 \tag{1}$$

or
$$T = 221{,}000 \text{ in} \cdot \text{lb } (254{,}150 \text{ cm} \cdot \text{kgf})$$

$$S_M^2 + S_m^2 - S_M S_m = S_y^2 \tag{2}$$

substituting and simplifying,

$$(9{,}550)^2 + 3\sqrt{\left(\frac{19{,}100}{2}\right)^2 + (0.07987T)^2} = (40{,}000)^2$$

or
$$T = 255{,}000 \text{ in} \cdot \text{lb } (293{,}250 \text{ cm} \cdot \text{kgf})$$

PLASTICITY

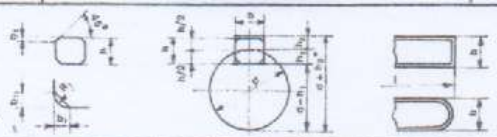
The reaction of materials to stress and strain in the plastic range is not fully defined. However, some concepts and theories have been proposed.

Ideally, a **purely elastic material** is one complying explicitly with Hooke's law. In a **viscous material,** the shearing stress is proportional to the shearing strain. The **purely plastic material** yields indefinitely, but only after reaching a certain stress. Combinations of these are the **elastoviscous** and the **elastoplastic** materials.

Engineering materials are not ideal, but usually contain some of the elastoplastic characteristics. The **total strain** ϵ_t is the sum of the **elastic strain** ϵ_e plus the **plastic strain** ϵ_p, as shown in Fig. 5.2.73, where the stress-strain curve is approximated by two straight lines. The **natural strain,** which is at the same time the total strain, is $\epsilon = \int_{l_o}^{l} dl/l = \ln(l/l_o)$. In this equation, l is the instantaneous length, while l_o is the original length. In terms of the normal strain, the natural strain becomes $\bar{\epsilon} = \ln(1 + \epsilon_n)$. Since it is assumed that the volume remains constant, $l/l_o = A_o/A$, and so the natural stress becomes $\bar{S} = P/A = (P/A_o)(1 + \epsilon_n)$. A_o is the original cross-sectional area. If the natural stress is plotted against strain on log-log paper, the graph is very nearly a straight line. The plastic-range relation is thus approximated by $\bar{S} = K\bar{\epsilon}^n$, where the proportionality factor K and the **strain-hardening coefficient** n are deter-

ANEXO 8 TABLA PARA SELECCIÓN DE CHAVETAS

Pasadores y chavetas	CHAVETAS PARALELAS SERIE NORMAL	TABLA 18 . 13



Dimensiones en mm.

(De UNE 17.102 h1)

CHAVETA

Sección b × h	Ancho b Nominal	Ancho b Toler. h9	Altura h Nominal	Altura h Toler. h9 y h11	Chaflán b_1 Mínimo	Chaflán b_1 Máximo	Longitud l De...	Longitud l ...a
4 × 4	4	0 −0,030	4	0 −0,030	0,16	0,25	8	45
5 × 5	5		5		0,25	0,40	10	56
6 × 6	6		6		0,25	0,40	14	70
8 × 7	8	0 −0,036	7	0 −0,090	0,25	0,40	18	90
10 × 8	10		8		0,40	0,60	22	110
12 × 8	12	0 −0,043	8		0,40	0,60	28	140
14 × 9	14		9		0,40	0,60	36	160
16 × 10	16		10		0,40	0,60	45	180
18 × 11	18	0 −0,052	11	0 −0,110	0,40	0,60	50	200
20 × 12	20		12		0,40	0,60	56	220
22 × 14	22		14		0,60	0,80	63	250
25 × 14	25		14		0,60	0,80	70	280
28 × 16	28		16		0,60	0,80	80	320
32 × 18	32	0 −0,062	18		0,60	0,80	90	360
36 × 20	36		20	0 −0,130	0,60	1,20	100	400
40 × 22	40		22		1,00	1,20	—	—
45 × 25	45		25		1,00	1,20	—	—
50 × 28	50		28		1,00	1,20	—	—
56 × 32	56	0 −0,074	32	0 −0,160	1,00	2,00	—	—
63 × 32	63		32		1,60	2,00	—	—
70 × 36	70		36		1,60	2,00	—	—
80 × 40	80		40		2,50	3,00	—	—
90 × 45	90	0 −0,087	45		2,50	3,00	—	—
100 × 50	100		50		2,50	3,00	—	—

CHAVETERO

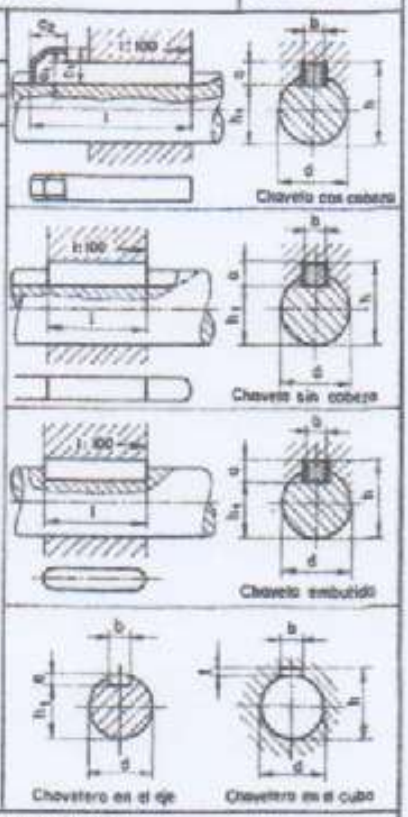
Diámetro del eje d Más de	Hasta	Sección de la chaveta b × h	Ancho b, tolerancia Nominal	Clase de ajuste del enchavetado: Libre, Eje h9	Libre, Cubo D10	Normal, Eje N9	Normal, Cubo Js 9	Ajustado, Eje y cubo P9	Profundidad Eje h_1 Nominal	Eje h_1 Toler.	Cubo h_2 Nominal	Cubo h_2 Toler.	Chaflán R_1 Mín.	Chaflán R_1 Máx.
10	12	4 × 4	4	+0,030 0	+0,078 +0,030	0 −0,030	±0,015	−0,012 −0,042	2,5	+0,1 0	1,8	+0,1 0	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5						3		2,3		0,16	0,25
17	22	6 × 6	6						3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+0,036 0	+0,098 +0,040	0 −0,036	±0,018	−0,015 −0,051	4	+0,2 0	3,3	+0,2 0	0,16	0,25
30	38	10 × 8	10						5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 × 8	12	+0,043 0	+0,120 +0,050	0 −0,043	±0,0215	−0,018 −0,061	5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14						5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16						6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7		4,4		0,25	0,40
65	75	20 × 12	20	+0,052 0	+0,149 +0,065	0 −0,052	±0,026	−0,022 −0,074	7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22 × 14	22						9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 × 14	25						9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32	+0,062 0	+0,180 +0,080	0 −0,062	±0,031	−0,026 −0,088	11	+0,3 0	7,4	+0,3 0	0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40						13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45						15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56	+0,074 0	+0,220 +0,100	0 −0,074	±0,037	−0,032 −0,106	20		12,4		0,70	1,00
260	290	63 × 32	63						20		12,4		1,20	1,60
290	330	70 × 36	70						22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+0,087 0	+0,260 +0,120	0 −0,087	±0,0435	−0,037 −0,124	28		17,4		2,00	2,50
440	500	100 × 50	100						31		19,5		2,00	2,50

Pasadores y chavetas

Chavetas en cuña

TABLA 19 . 13

Diámetro del eje d		Chaveta		Cabeza de la chaveta			Chaveteros			
							Eje		Cubo	
Mín.	Máx.	a	b	a_1	a_1	a_2	e	h_1	f	h
10	12	4	4	4,1	7	4	2,5	$h_1 = d - e$	1,5	$h = d + f$
12	17	5	5	5,1	8	5	3		2	
17	22	6	6	6,1	10	6	3,5		2,5	
22	30	7	8	7,2	11	8	4		3	
30	38	8	10	8,2	12	10	4,5		3,5	
38	44	8	12	8,2	12	12	4,5		3,5	
44	50	9	14	9,2	14	14	5		4	
50	58	10	16	10,2	16	16	5		5	
58	65	11	18	11,2	18	18	6		5	
65	75	12	20	12,2	20	20	6		6	
75	85	14	22	14,2	22	22	7		7	
85	95	14	25	14,2	22	25	7		7	
95	110	16	28	16,2	25	28	8		8	
110	130	18	32	18,3	28	32	9		9	
130	150	20	36	20,4	32	36	10		10	
150	170	22	40	22,4	36	40	11		11	
170	200	25	45	25,4	40	45	13		12	
200	230	28	50	28,4	45	50	14		14	
230	260	32	56	32,5	50	56	16		16	
260	290	32	63	32,5	56	63	16		16	
290	330	36	70	36,6	63	70	18		18	
330	380	40	80	40,5	70	80	20		20	
380	440	45	90	45,6	75	90	23		22	
440	500	50	100	50,6	80	100	25		25	

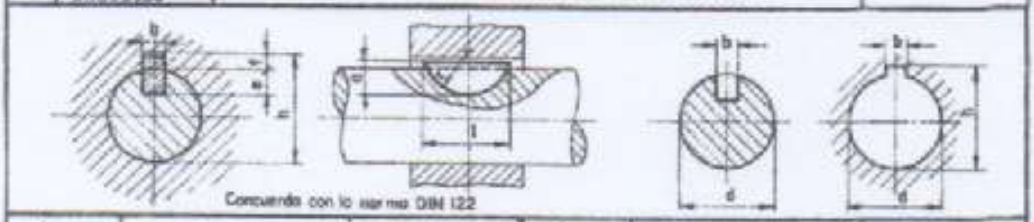


Observaciones: Acero de 60. Concuerda con la norma DIN 141

Pasadores y chavetas

Chavetas de base cilíndrica

TABLA 20 . 13



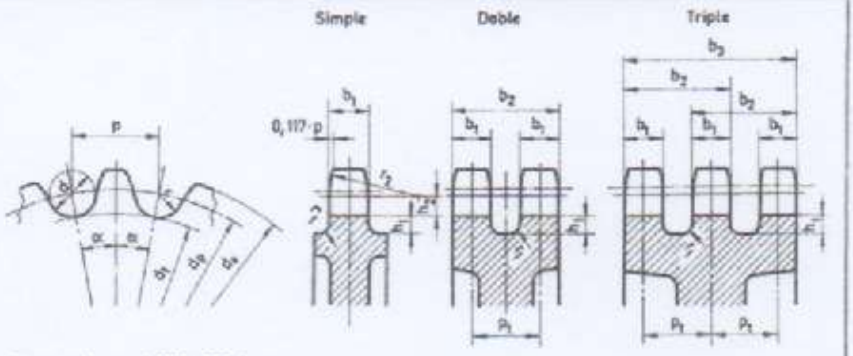
Concuerda con la norma DIN 122

Diámetro del eje d		Chaveta				Chaveteros		
						Eje	Cubo	
Mín.	Máx.	a	b	r	l	e	f	h
3	4	1,4	1	2	3,82	0,9	0,6	$h = d + f$
4	5	2,6	1,5	3,5	6,76	2,1	0,6	
5	7	2,6	2	3,5	6,76	1,8	0,9	
		3,7		5	9,86	2,9		
7	9	3,7	2,5	5	9,66	2,9	0,9	
9	13	3,7	3	5	9,86	2,5	1,3	
		5		6,5	12,85	3,8		
		6,5		8	15,72	5,3		
13	17	5	4	6,5	12,85	3,8	1,4	
		6,5		8	15,72	5,3		
		7,5		9,5	18,57	6,3		
17	22	6,5	5	8	15,72	4,9	1,8	
		7,5		9,5	18,57	5,9		

Diámetro del eje d		Chaveta				Chaveteros		
						Eje	Cubo	
Mín.	Máx.	a	b	r	l	e	f	h
17	22	9	5	11	21,63	7,4	1,8	$h = d + f$
22	26	9	6	11	21,63	7,4	1,8	
		10		12,5	24,49	8,4		
		11		14	27,35	9,4		
28	38	11	8	14	27,35	9,5	2,0	
		13		16	31,43	11,5		
		15		19	37,15	13,5		
		16		22,5	43,08	14,5		
38	48	16	10	22,5	43,08	14	2,2	
		17		27,5	50,83	15		
		19		32,5	59,13	17		
48	58	19	12	32,5	59,13	16,5	2,7	
		24		40	73,32	21,5		

ANEXO 9 TABLA PARA CÁLCULO DE RUEDAS DENTADAS PARA CADENAS DE RODILLOS.

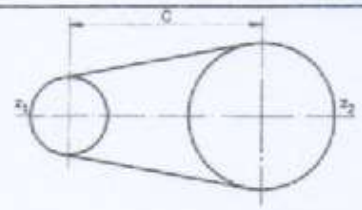
Organos de tracción y de sustentación	DENTADO DE LAS RUEDAS PARA CADENAS DE RODILLOS	TABLA 9 - 9



Concuerda con UNE-18011

Cadena nº	b_1		b_2		b_3		Alturas		Radios	
	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	h_1	h_2	r_1	r_2
1	2,69	2,54	8,33	8,18	13,97	13,82	1,27	2,16	0,76	8,00
2	3,58	3,40	–	–	–	–	1,52	2,03	0,76	9,53
3	5,33	5,11	15,57	15,34	25,81	25,58	1,52	2,03	0,76	9,53
(4)	2,97	2,79	–	–	–	–	2,92	2,16	0,76	12,70
5	4,47	4,27	–	–	–	–	2,92	2,16	0,76	12,70
6	4,80	4,60	–	–	–	–	2,03	2,79	0,76	12,70
7	7,24	6,99	21,16	20,90	35,08	34,82	2,03	2,79	0,76	12,70
(8)	2,97	2,79	–	–	–	–	3,56	2,16	0,76	12,70
(9)	4,47	4,27	–	–	–	–	3,56	2,16	0,76	12,70
10	6,02	5,79	–	–	–	–	2,54	3,30	0,76	15,88
11	9,04	8,76	25,63	25,35	42,21	41,95	2,54	3,30	0,76	15,88
12	7,37	7,09	–	–	–	–	3,05	3,81	1,27	19,05
13	11,00	10,67	30,45	30,12	49,91	49,58	3,05	3,81	1,27	19,05
14	11,99	11,63	–	–	–	–	4,06	4,19	1,27	25,40
15	16,13	15,70	48,01	47,57	79,88	79,45	4,06	4,19	1,27	25,40
(16)	13,46	13,06	–	–	–	–	4,95	4,83	1,27	31,75
17	18,57	18,08	55,02	54,53	91,47	90,98	4,95	4,83	1,27	31,75
18	24,18	23,57	72,54	71,93	120,90	120,29	5,97	5,72	1,27	38,10
(19)	21,13	20,57	–	–	–	–	6,99	6,10	2,54	44,45
20	29,54	28,83	89,10	88,39	148,67	147,96	6,99	6,10	2,54	44,45
(21)	21,13	20,57	–	–	–	–	8,00	8,89	2,54	50,80
22	29,54	28,83	88,09	87,38	146,63	145,92	8,00	8,89	2,54	50,80
23	36,37	35,51	108,66	107,80	180,95	180,09	10,03	10,16	2,54	63,50
24	43,69	42,67	134,90	133,88	226,11	225,09	11,94	11,43	2,54	76,20
25	51,00	49,83	157,61	156,44	–	–	13,97	18,80	5,08	88,90
26	58,29	57,02	178,18	176,91	–	–	16,00	21,08	5,08	101,60
27	65,53	64,26	201,80	200,53	–	–	18,03	22,61	5,08	114,30
28	72,77	71,50	223,27	222,00	–	–	20,07	25,15	5,08	127,00
29	87,25	85,98	267,34	266,07	–	–	23,88	28,70	5,08	152,40
30	101,73	100,46	311,28	310,01	–	–	27,94	32,26	5,08	177,80
31	116,21	114,94	356,24	354,97	–	–	31,75	35,56	5,08	203,20

DISTANCIA ENTRE CENTROS



N = Número de eslabones

p = Paso de la cadena

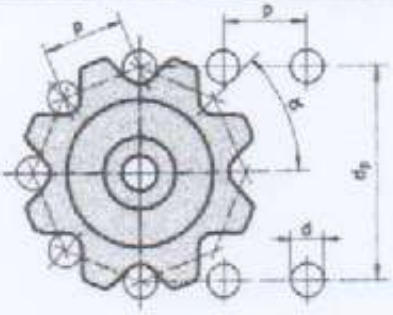
$A = 2N - (z_2 + z_1)$; $B = z_2 - z_1$

$$N = \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{p \cdot (z_2 - z_1)^2}{40 \cdot C} \text{ (aprox.)}$$

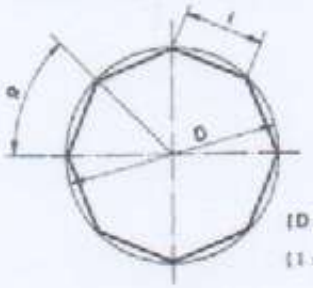
$$C = \frac{p}{8}\left[A + \sqrt{(A + 0{,}9 \cdot B) \cdot (A - 0{,}9 \cdot B)}\right]$$

312

Órganos de tracción y de sustentación	DIÁMETRO PRIMITIVO DE LAS RUEDAS PARA CADENAS *Valores de la cosec. α*	TABLA 1(



Rueda dentada



$(D = d_p)$

$(l = p)$

Polígono regular

z	cosec α	z	cosec α	z	cosec α	z	cosec α	z	cosec
6	2,000	36	11,474	66	21,016	96	30,583	126	40,11
7	2,306	37	11,792	67	21,334	97	30,881	127	40,4
8	2,613	38	12,109	68	21,653	98	31,200	128	40,74
9	2,924	39	12,427	69	21,971	99	31,518	129	41,0
10	3,236	40	12,745	70	22,289	100	31,836	130	41,38
11	3,549	41	13,063	71	22,607	101	32,154	131	41,70
12	3,864	42	13,381	72	22,925	102	32,473	132	42,02
13	4,197	43	13,699	73	23,244	103	32,791	133	42,33
14	4,494	44	14,017	74	23,562	104	33,109	134	42,65
15	4,810	45	14,335	75	23,880	105	33,427	135	42,92
16	5,126	46	14,654	76	24,198	106	33,746	136	43,29
17	5,442	47	14,972	77	24,517	107	34,064	137	43,61
18	5,759	48	15,290	78	24,835	108	34,382	138	43,93
19	6,075	49	15,608	79	25,135	109	34,701	139	44,24
20	6,392	50	15,926	80	25,471	110	35,019	140	44,56
21	6,709	51	16,244	81	25,789	111	35,337	141	44,88
22	7,027	52	16,562	82	26,108	112	35,655	142	45,20
23	7,344	53	16,880	83	26,426	113	35,974	143	45,52
24	7,661	54	17,198	84	26,744	114	36,292	144	45,84
25	7,979	55	17,516	85	27,062	115	36,610	145	46,15
26	8,296	56	17,835	86	27,381	116	36,928	146	46,47
27	8,614	57	18,153	87	27,699	117	37,247	147	46,79
28	8,931	58	18,471	88	28,017	118	37,565	148	47,11
29	9,249	59	18,789	89	28,335	119	37,883	149	47,43
30	9,567	60	19,101	90	28,654	120	38,201	150	47,75
31	9,884	61	19,425	91	28,972	121	38,520	151	48,06
32	10,202	62	19,744	92	29,290	122	38,838	152	48,38
33	10,520	63	20,062	93	29,608	123	39,156	153	48,70
34	10,838	64	20,380	94	29,927	124	39,474	154	49,02
35	11,156	65	20,698	95	30,245	125	39,793	155	49,34

Ejemplo.- Diámetro primitivo de una rueda de 25 dientes para paso de 25,4 mm.

cosec α = 7,979; d_p = 25,4 x 7,979 = 202,87 mm.

ANEXO 10 TABLA DE CADENAS DE RODILLOS.

Órganos de tracción y de sustentación	**CADENAS DE RODILLOS**

Disposición y aplicación de las cadenas de rodillos

Las cadenas de rodillos están formadas por cilindros huecos (rodillos exteriores) montados entre placas o mallas, rodillos interiores o ejes, limitándose la posición de las placas por medio de pasadores situados sobre los rodillos interiores.

Se aplican o utilizan para la transmisión de fuerzas entre dos ejes relativamente próximos, situados paralelamente.

Las cadenas de rodillos se fabrican de tres tipos, especificándose:

Sencilla, constituida por una hilera de rodillos.
Doble, constituida por dos hileras de rodillos.
Triple, constituida por tres hileras de rodillos.

Todas estas cadenas están normalizadas, considerándose:

Paso de la rueda	p
Diámetro del rodillo (exterior)	d
Número de dientes de la rueda	z
Diámetro primitivo	dp

El diámetro primitivo corresponde al de la circunferencia en la que se inscribe un polígono regular de un número de lados igual al de dientes, siendo la longitud del lado igual al paso de la cadena.

Diámetro de fondo	$d_f = d_p - d$
Diámetro exterior de la rueda	$d_e = d_p + 0{,}8 \cdot d$
Radio del fondo	r
Paso transversal	p_t (distancia entre hileras de rodillos).
Longitud del diente	b_t

Cadena

El número de eslabones de la cadena, aproximadamente en:

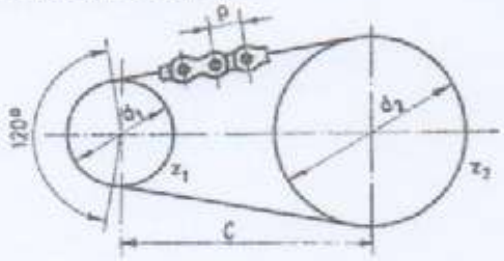
$$N = \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p \cdot (z_1 + z_2)^2}{40 \cdot C}$$, redondeándose el valor que se obtenga para que N sea un número entero.

La distancia entre centros, resulta $C = \frac{p}{8} \cdot \left[A \sqrt{(A + 0{,}9 \cdot B) \cdot (A - 0{,}9 \cdot B)}\right]$,

siendo $A = 2 \cdot N - (z_1 + z_2)$, y $B = z_2 - z_1$, obteniendo un resultado suficiente para las aplicaciones prácticas.

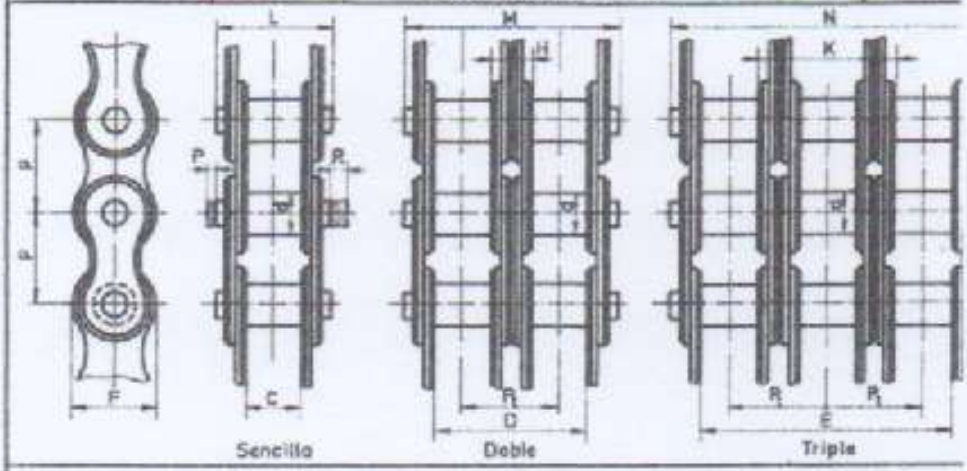
La relación de reducción es $i = \frac{z_2}{z_1}$.

El conveniente que el arco mínimo abrazado no sea inferior a 120°. El coeficiente de seguridad será $\gamma = 5$ a 8 según las condiciones de servicio.



En las Tablas 8.9, 9.9 y 10.9 se exponen características de las cadenas de rodillos normalizadas, dentado de las ruedas para cadenas y el diámetro primitivo de estas ruedas según su número de dientes.

Órganos de tracción y de sustentación	CADENAS DE RODILLOS DIMENSIONES	TABLA



DIMENSIONES

Cadena nº	Paso p	Diámet. rodillo d	Ancho interior Sencillo C	Ancho interior Doble D	Ancho interior Triple E	Ancho malla F	Paso transv. P_1	Grupo de mallas H	Grupo de mallas K	Ancho de la cadena Sencillo L	Ancho de la cadena Doble M	Ancho de la cadena Triple N	Espes. Cabeza P
1	6,00	3,00	3,00	6,64	14,77	8,37	5,64	2,64	6,28	6,13	13,97	19,56	1,27
2	9,525	6,35	3,94	–	–	8,51	–	–	–	11,18	–	–	1,27
3	9,525	6,35	5,72	15,95	26,19	8,51	10,24	4,52	14,78	12,95	23,27	33,53	1,27
(4)	12,70	7,75	3,30	–	–	10,16	–	–	–	10,16	–	–	1,40
5	12,70	7,75	4,88	–	–	10,16	–	–	–	11,68	–	–	1,40
6	12,70	8,51	5,21	–	–	12,07	–	–	–	13,97	–	–	1,40
7	12,70	8,51	7,75	21,87	35,59	12,07	13,92	6,17	20,09	16,51	30,48	44,45	1,40
(8)	15,875	7,75	3,30	–	–	10,16	–	–	–	10,16	–	–	1,40
(9)	15,875	7,75	4,88	–	–	10,16	–	–	–	11,68	–	–	1,40
10	15,875	10,16	6,48	–	–	14,73	–	–	–	16,00	–	–	1,52
11	15,875	10,16	9,65	28,24	42,82	14,73	16,59	8,93	23,52	19,05	35,81	52,32	1,52
12	19,05	12,07	7,87	–	–	16,38	–	–	–	18,29	–	–	1,65
13	19,05	12,07	11,68	31,14	50,60	16,38	19,46	7,77	27,23	22,10	41,66	61,21	1,65
14	25,40	15,88	12,70	–	–	20,83	–	–	–	31,75	–	–	2,03
15	25,40	15,88	17,02	46,90	80,77	20,83	31,88	14,86	46,74	36,07	69,07	99,82	2,03
(16)	31,75	19,05	14,22	–	–	25,40	–	–	–	37,85	–	–	–
17	31,75	19,05	19,56	58,01	92,46	25,40	36,45	16,89	53,34	43,18	79,76	116,08	–
18	38,10	25,40	25,40	73,76	122,12	33,53	48,36	22,96	71,32	53,34	101,85	150,11	–
(19)	44,45	27,94	22,23	–	–	33,53	–	–	–	56,13	–	–	–
20	44,45	27,94	30,99	90,55	150,11	33,53	59,56	28,58	88,14	64,77	124,48	183,90	–
(21)	50,80	29,21	22,23	–	–	40,13	–	–	–	58,67	–	–	–
22	50,80	29,21	30,99	89,54	148,08	40,13	58,55	27,56	88,11	67,31	125,98	184,40	–
23	63,50	39,37	38,10	110,39	182,88	52,83	72,29	34,18	106,48	82,55	154,94	227,33	–
24	76,20	48,26	45,72	136,93	288,14	64,26	91,21	45,49	136,70	95,06	190,50	281,69	–
25	88,90	53,98	53,34	159,94	–	76,23	106,60	53,26	–	114,30	220,98	–	–
26	101,60	63,50	60,96	180,85	–	92,20	119,89	58,93	–	130,81	250,70	–	–
27	114,30	72,39	68,58	204,85	–	104,39	136,27	67,69	–	147,32	283,72	–	–
28	127,00	79,38	76,20	226,70	–	116,33	150,50	74,30	–	162,56	313,18	–	–
29	152,40	95,25	91,44	271,53	–	139,19	180,09	88,95	–	194,31	374,40	–	–
30	177,80	111,13	106,68	316,23	–	162,05	209,55	102,87	–	226,06	435,61	–	–
31	203,20	127,00	121,92	361,95	–	184,91	240,03	118,11	–	257,81	497,84	–	–

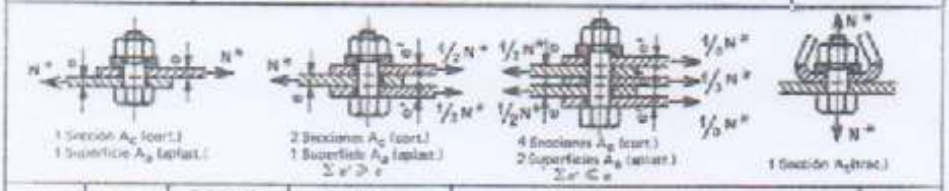
CARGAS DE ROTURA EN KG

Nº	Sencillo	Doble	Triple	Nº	Sencillo	Doble	Triple	Nº	Sencillo	Doble	Triple	Nº	Sencillo	Doble
1	363	680	998	(9)	815	–	–	17	5670	11113	16556	25	52183	102058
2	862	–	–	10	2177	–	–	18	9678	18597	27215	26	68039	129273
3	862	1678	2495	11	2177	4173	6123	(19)	12701	–	–	27	86182	163292
(4)	816	–	–	12	2812	–	–	20	12701	24494	38287	28	108662	204116
5	816	–	–	13	2812	5488	8165	(21)	15422	–	–	29	154221	294834
6	1588	–	–	14	4309	–	–	22	15422	29483	43545	30	200919	401427
7	1588	2948	4309	15	4309	8165	12020	23	26702	51029	75296	31	272154	521829
(8)	815	–	–	(16)	5670	–	–	24	39009	73935	108862			

Concuerda con la Norma UNE 18002

ANEXO 11 TABLA DE RESISTENCIA DE LOS TORNILLOS.

Medios de unión | **RESISTENCIA DE LOS TORNILLOS** | TABLA 20 . 6



Tornillo		Agujero		Solicitación a cortadura			Solicitación a aplastamiento				Solicitación de agotamiento por aplastamiento R_a^* para espesores de chapa e ... mm.										Tracción	
Acero	ϕd	ϕa	Calta A_c	Toneladas por secciones A_c			Par ϕ con	Espesor para $R_c^* = R_a^*$, por													A_r	R_t^*
	mm	mm	cm²	1	2	4	n=1 cm	1 A_c	2 A_c	4 A_c	6	8	10	12	15	18	20	22	25	30	cm²	Tons
Tornillos ordinarios en estructuras metálicas construidas con acero tipo A 42																						
Acero A 41	10	11	0,78	1,2	2,4	4,8	5,20	2,3	4,6	9,3	3,1	4,1	5,2								0,58	1,11
	12	13	1,13	1,7	3,5	7,0	6,24	2,8	5,6	11,2	3,7	5,0	6,2	7,4							0,84	1,67
	16	17	2,01	3,1	6,2	12,0	8,32	3,7	7,5	15,0	5,0	6,6	8,3	10,0	12,4	14,9					1,57	3,01
	20	21	3,14	4,9	9,8	19,6	10,40	4,7	9,4	18,8	6,2	8,3	10,4	12,4	15,6	18,7	20,8				2,75	5,24
	22	23	3,80	5,9	11,8	23,7	11,44	5,1	10,3	20,7	6,8	9,1	11,4	13,7	17,1	20,6	22,8	25,2			3,03	5,69
	24	25	4,52	7,0	14,1	28,2	12,48	5,6	11,3	22,6	7,5	10,0	12,5	15,0	18,7	22,4	25,0	27,4	31,2		3,53	6,77
	27	28	5,72	8,9	17,8	35,7	14,04	6,3	12,7	25,4	8,4	11,3	14,0	16,8	21,0	25,2	28,0	30,8	35,1	42,1	4,56	8,58
	30	31	7,06	11,0	22,0	44,0	15,60	7,0	14,1	28,2	9,3	12,5	15,6	18,7	23,4	28,1	31,2	34,3	39,0	46,8	5,61	10,56
	33	34	8,55	13,3	26,6	53,3	17,16	7,7	15,5	31,1	10,3	13,7	17,1	20,6	25,7	30,9	34,3	37,7	43,0	51,5	6,94	13,06
	36	37	10,17	15,8	31,7	63,5	18,72	8,4	16,9	33,8	12,2	16,9	18,7	22,4	28,0	33,7	37,4	41,2	46,8	56,1	8,17	15,04
											< 1 cort.		< 2 cort.			< 4 cortaduras						
$R_c^* = 0,65 \times 2,4 \times A_c$													$R_a^* = 2,0 \times 2,8 \times A_a$								$R_t = 0,8 \times 2,4 \times A_r$	
Tornillos calibrados en estructuras metálicas construidas con acero tipo A 42																						
Acero A 41 (42)	10	11	0,68	1,8	3,6	7,2	7,15	2,5	5,1	10,2	4,3	5,7	7,1	8,6							0,58	1,11
	12	13	1,22	2,6	5,0	10,1	8,45	3,0	6,0	12,0	5,0	6,7	8,4	10,1	12,6						0,84	1,67
	16	17	2,27	4,2	8,7	17,4	11,05	3,9	7,9	15,7	6,6	8,8	11,0	13,2	16,5	19,9					1,57	3,01
	20	21	3,46	6,6	13,3	26,5	13,65	4,8	9,7	19,4	8,2	10,9	13,6	16,3	20,4	24,5	27,3				2,75	5,24
	22	23	4,15	7,9	15,8	31,6	14,95	5,3	10,6	21,3	8,9	11,9	14,9	17,9	22,4	26,9	29,9	32,9			3,03	5,69
	24	25	4,91	9,4	18,8	37,7	16,25	5,8	11,6	23,2	9,7	13,0	16,2	19,5	24,3	29,2	32,5	35,7	40,6		3,53	6,77
	27	28	6,16	11,8	23,6	47,2	18,20	6,5	12,9	25,9	10,9	14,5	18,2	21,8	27,3	32,7	36,4	40,0	45,5	54,6	4,56	8,58
	30	31	7,54	14,4	28,9	57,8	20,15	7,2	14,3	28,7	12,1	16,1	20,1	24,2	30,2	36,2	40,3	44,3	50,3	60,4	5,61	10,56
	33	34	9,08	17,4	34,8	69,7	22,10	7,9	15,7	31,5	13,2	17,7	22,1	26,5	33,1	39,8	44,2	48,6	55,2	66,3	6,94	13,06
	36	37	11,94	22,9	45,8	91,7	25,35	8,8	18,0	36,1	15,2	20,3	25,3	30,4	38,0	45,6	50,7	55,7	63,3	76,0	8,17	15,04
											< 1 cort.		< 2 cort.			< 4 cortaduras						
$R_c^* = 0,8 \times 2,4 \times A_c$													$R_a = 2,5 \times 2,8 \times A_a$								$R_t^* = 0,8 \times 2,4 \times A_r$	
Tornillos calibrados en estructuras metálicas construidas con acero tipo A 52																						
Acero A 51 (52)	10	11	0,86	2,3	4,5	9,1	9,9	2,3	4,6	9,2	5,9	7,9	9,9								0,58	1,39
	12	13	1,32	3,1	6,3	12,6	11,7	2,7	5,4	10,8	7,0	9,3	11,7	14,0							0,84	2,07
	16	17	2,27	5,4	10,8	21,6	15,3	3,5	7,1	14,2	9,2	12,2	15,3	18,3	22,9						1,57	3,77
	20	21	3,46	8,2	16,4	32,7	18,9	4,4	8,8	17,5	11,3	15,1	18,9	22,7	28,3	34,0					2,75	6,60
	22	23	4,15	9,9	19,8	39,6	20,7	4,8	9,6	19,2	12,4	16,5	20,7	24,8	31,0	37,2	41,4				3,03	7,27
	24	25	4,91	11,8	23,6	47,1	22,5	5,2	10,4	20,8	13,5	18,0	22,5	27,0	33,7	40,5	45,0	49,5			3,53	8,47
	27	28	6,16	14,7	29,5	58,9	25,2	5,8	11,7	23,4	15,1	20,1	25,2	30,2	37,8	45,3	50,4	55,4	63,0		4,56	11,00
	30	31	7,54	18,1	36,2	72,4	27,9	6,5	12,9	25,9	16,7	22,3	27,9	33,5	41,8	50,2	55,8	61,4	69,7	83,7	5,61	13,40
	33	34	9,08	21,8	43,6	87,1	30,6	7,1	14,2	28,5	18,3	24,5	30,6	36,7	45,9	55,1	61,2	67,3	76,5	91,8	6,94	16,40
	36	37	11,94	28,8	57,3	114,6	36,1	8,1	16,3	32,6	21,0	28,1	35,1	42,1	52,6	63,2	70,2	77,2	87,7	105,3	8,17	19,64
											< 1 cort.		< 2 cort.			< 4 cortaduras						
$R_c = 0,8 \times 3,0 \times A_c$													$R_a = 2,5 \times 3,6 \times A_a$								$R_t = 0,8 \times 3,0 \times A_r$	
Diámetro a recomendado											13	17	21	23	25	29	31	34	34	34		

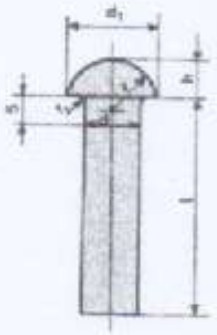
212 NOTA. La resistencia de los tornillos, que figura en la Tabla corresponde a uniones mayoradas (n = 1,5) para $\sigma = 2,6$ t/cm² en acero A-42 y 3,6 en acero A-52 (véase página 184). Para valores de resistencia normales (sin mayorar) multiplíquense los de la Tabla por 0,667.

ROBLONES DE ACERO PARA ESTRUCTURAS METÁLICAS

Medios de unión

DIMENSIONES DE LOS ROBLONES DE CABEZA ESFÉRICA

TABLA 21₁ . 6

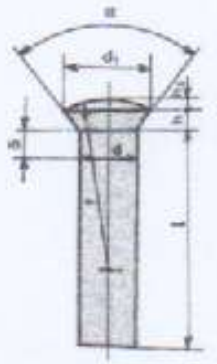


Roblón tipo	Diámetro de la caña d mm	Diámetro de la cabeza d_1 mm	Altura de la cabeza h mm	Radio de la cabeza r mm	Radio de acuerdo r_1 mm	Diámetro del agujero a mm
E 10	10	16	6,5	8	0,5	11
E 12	12	19	7,5	9,5	0,6	13
E 14	14	22	9	11	0,6	15
E 16	16	25	10	13	0,8	17
E 18	18	29	11,5	14,5	0,8	19
E 20	20	32	13	16,5	1	21
E 22	22	36	14	18,5	1	23
E 24	24	40	16	20,5	1,2	25
E 27	27	43	17	22	1,2	28
E 30	30	46	19	24,5	1,6	31
E 33	33	53	21	27	1,6	34
E 36	36	58	23	30	2	37

Medios de unión

DIMENSIONES DE LOS ROBLONES DE CABEZA BOMBEADA

TABLA 21₂ . 6

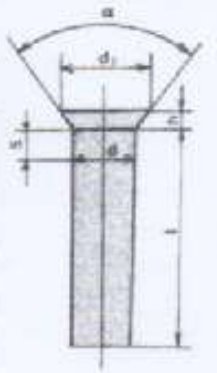


Roblón tipo	Diámetro de la caña d mm	Angulo del cono α grados	Diámetro de la cabeza d_1 mm	Altura de la cabeza h mm	Flecha de la cabeza h_1 mm	Radio de la cabeza r mm	Diámetro del agujero a mm
B 10	10	75	14,5	3	1	27	11
B 12	12	75	18	4	1	41	13
B 14	14	75	21,5	5	1	58	15
B 16	16	75	26	6,5	1	85	17
B 18	18	75	30	8	1	113	19
B 20	20	60	31,5	10	1	125	21
B 22	22	60	34,5	11	2	76	23
B 24	24	60	38	12	2	91	25
B 27	27	60	42	13,5	2	111	28
B 30	30	45	42,5	15	2	114	31
B 33	33	45	46,5	16,5	2	138	34
B 36	36	45	51	18	2	164	37

Medios de unión

DIMENSIONES DE LOS ROBLONES DE CABEZA PLANA

TABLA 21₃ . 6



Roblón tipo	Diámetro de la caña d mm	Angulo del cono α grados	Diámetro de la cabeza d_1 mm	Altura de la cabeza h mm	Diámetro del agujero a mm
P 10	10	75	14,5	3	11
P 12	12	75	18	4	13
P 14	14	75	21,5	5	15
P 16	16	75	26	6,5	17
P 18	18	75	30	8	19
P 20	20	60	31,5	10	21
P 22	22	60	34,5	11	23
P 24	24	60	38	12	25
P 27	27	60	42	13,5	28
P 30	30	45	42,5	15	31
P 33	33	45	46,5	16,5	34
P 36	36	45	51	18	37

[illegible] con la Norma MV-105)

213

ANEXO 12 TABLA DE AJUSTES RECOMENDADOS

La lista de ajustes recomendados que se incluye a continuación es informativa y no es una lista fija. Los ajustes recomendados varían según el campo de producción, normativa local y las prácticas que son habituales en la empresa. La selección de los ajustes se ha de hacer teniendo en cuenta tanto aspectos tecnológicos como económicos. Es preciso considerar especialmente los instrumentos de metrología de que se dispone, calibres y herramientas necesarias para llevar a cabo la producción.

AGUJERO ÚNICO		EJE ÚNICO		CARACTERÍSTICAS DE ASIENTO	EJEMPLOS
H8 **H8**	**x8** **u8**			Prensado duro. Montaje a prensa. No necesita seguro.	Coronas de bronce, ruedas.
H7	s6			Prensado. Montaje a prensa.	Piñón motor.
H7	**r6**			Prensado ligero. Necesita seguro.	Engranajes de máquinas.
H7	n6			Muy forzado. Montaje a martillo.	Casquillos especiales.
H7	k6			Forzado. Montaje a martillo.	Rodamientos a bolas.
H7	j6			Forzado ligero. Montaje a mazo.	Rodamientos a bolas.
H7	**h6**			Deslizante con lubricación.	Ejes de lira.
H8	**h9**			Deslizante sin lubricación.	Ejes de contrapunto.
H11	h9			Deslizante. Ajuste corriente.	Ejes de colocaciones.
H11	h11			Deslizante. Ajuste ordinario.	Ejes-guías atados.
H7	g6	G7	h6	Giratorios sin juego apreciable.	Émbolos de freno.
H7	**f7**	**F8**	**h6**	Giratorios con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H8	**f7**	**F8**	**h9**	Giratorios con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H8	e8	**E9**	**h9**	Giratorios con gran juego.	Cojinetes corrientes.
H8	d9	**D10**	**h9**	Giratorios con mucho juego.	Soportes múltiples.
H11	c11	**C11**	**h9**	Libre, con holgura.	Cojinetes de máquinas agrícolas.
H11	a11	A11	h11	Muy libre	Avellanados. Taladros de tornillos.

Los ajustes preferentes, en negrita en la tabla, son: H8/x8, H8/u8, H7/r6, H7/h6, H8/h9, H7/f7, F8/h6, H8/f7, F8/h9, E9/h9, D10/h9, C11/h9.

Las calidades superficiales se pueden aplicar según el índice de tolerancia, pudiéndose relacionar las calidades entre N5-N8 con IT6-IT8, N9 con IT8 –IT9, N10-N11 con IT9-IT11.

En la siguiente tabla se muestran los valores de las tolerancias de los ajustes recomendados por ISO de **agujero base**, antes expuestos, así como su representación gráfica para la medida **10<d≤14.**

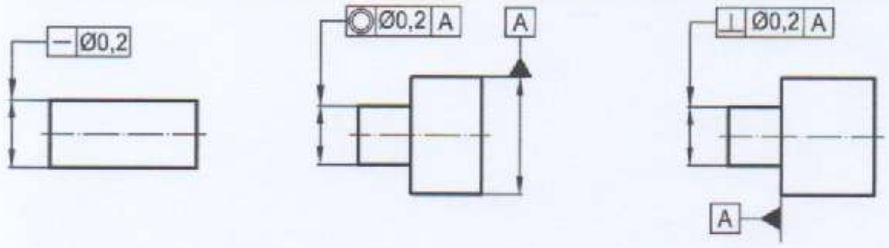
Calidad	H7	s6	r6	n6	k6	j6	h6	g6	f7	H8	x8	u8	h9	f7	e8	d9	H11	h8	h11	c11	a11
d ≤ 3	+10 0	+20 +14	+16 +10	+10 +4	+6 0	+4 -2	0 -6	-2 -8	-6 -16	+14 0	+34 +20	+32 +18	0 -25	-6 -16	-14 -28	-20 -45	+60 0	0 -25	0 -60	-60 -120	-270 -330
3 < d ≤ 6	+12 0	+27 +19	+23 +15	+16 +8	+9 +1	+6 -2	0 -8	-4 -12	-10 -22	+18 0	+46 +28	+41 +23	0 -30	-10 -22	-20 -38	-30 -60	+75 0	0 -30	0 -75	-70 -145	-270 -345
6 < d ≤ 10	+15 0	+32 +23	+28 +19	+19 +10	+10 +1	+7 -2	0 -9	-5 -14	-13 -28	+22 0	+56 +34	+50 +28	0 -36	-13 -28	-25 -47	-40 -76	+90 0	0 -36	0 -90	-80 -170	-280 -370
10 < d ≤ 14	+18	+39	+34	+23	+12	+8	0	-6	-16	+27	+67 +40	+60	0	-16	-32	-50	+110	0	0	-95	-290
14 < d ≤ 18	0	+28	+23	+12	+1	-3	-11	-17	-34	0	+72 +45	+33	-43	-34	-59	-93	0	-43	-110	-205	-400
18 < d ≤ 24	+21	+48	+41	+28	+15	+9	0	-7	-20	+33	+87 +54	+74 +41	0	-20	-40	-65	+130	0	0	-110	-300
24 < d ≤ 30	0	+35	+28	+15	+2	-4	-13	-20	-41	0	+97 +64	+81 +48	-52	-41	-73	-117	0	-52	-130	-240	-430
30 < d ≤ 40	+25	+59	+50	+33	+18	+11	0	-9	-25	+39	+119 +80	+99 +60	0	-25	-50	-80	+160	0	0	-120 -280	-310 -470
40 < d ≤ 50	0	+43	+34	+17	+2	-5	-16	-25	-50	0	+136 +97	+109 +70	-62	-50	-89	-142	0	-62	-160	-130 -290	-320 -480
50 < d ≤ 65	+30	+72 +53	+60 +41	+39	+21	+12	0	-10	-30	+46	+168 +122	+133 +87	0	-30	-60	-100	+190	0	0	-140 -330	-340 -530
65 < d ≤ 80	0	+78 +59	+62 +43	+20	+2	-7	-19	-29	-60	0	+192 +146	+148 +102	-74	-60	-106	-174	0	-74	-190	-150 -340	-360 -550
80 < d ≤ 100	+35	+91 +71	+73 +51	+45	+25	+13	0	-12	-36	+54	+232 +178	+178 +124	0	-36	-72	-120	+220	0	0	-170 -390	-380 -600
100 < d ≤ 120	0	+101 +79	+76 +54	+23	+3	-9	-22	-34	-71	0	+264 +210	+198 +144	-87	-71	-126	-207	0	-87	-220	-180 -400	-410 -630
120 < d ≤ 140	+40	+117 +92	+88 +63	+52	+28	+14	0	-14	-43	+63	+311 +248	+233 +170	0	-43	-85	-145	+250	0	0	-200 -450	-460 -710
140 < d ≤ 160	0	+125 +100	+90 +65	+27	+3	-11	-25	-39	-83	0	+343 +280	+253 +190	-100	-83	-148	-245	0	-100	-250	-210 -460	-520 -770
160 < d ≤ 180		+133 +108	+93 +68								+373 +310	+273 +210								-230 -480	-580 -830
180 < d ≤ 200	+46	+151 +122	+106 +77	+60	+33	+16	0	-15	-50	+72	+422 +350	+308 +236	0	-50	-100	-170	+290	0	0	-240 -530	-660 -950
200 < d ≤ 225	0	+159 +130	+109 +80	+31	+4	-13	-29	-44	-96	0	+457 +385	+330 +258	-115	-96	-172	-285	0	-115	-290	-260 -550	-740 -1030
225 < d ≤ 250		+169 +140	+113 +84								+497 +425	+356 +284								-280 -570	-820 -1110
250 < d ≤ 280	+52	+190 +158	+126 +94	+66	+36	+19	0	-17	-56	+81	+556 +475	+396 +315	0	-56	-110	-190	+320	0	0	-300 -620	-920 -1240
280 < d ≤ 315	0	+202 +170	+130 +98	+34	+4	-16	-32	-49	-108	0	+606 +525	+431 +350	-130	-108	-191	-320	0	-130	-320	-330 -650	-1050 -1370
315 < d ≤ 355	+57	+226 +190	+144 +108	+73	+40	+18	0	-18	-62	+89	+679 +590	+479 +390	0	-62	-125	-210	+360	0	0	-360 -720	-1200 -1560
355 < d ≤ 400	0	+244 +208	+150 +114	+37	+4	-18	-36	-54	-119	0	+749 +660	+524 +435	-140	-119	-214	-350	0	-140	-360	-400 -760	-1350 -1710
400 < d ≤ 450	+63	+272 +232	+166 +126	+80	+45	+20	0	-20	-68	+97	+837 +740	+587 +490	0	-68	-135	-230	+400	0	0	-440 -840	-1500 -1900
450 < d ≤ 500	0	+292 +252	+172 +132	+40	+5	-20	-40	-60	-131	0	+917 +820	+637 +540	-155	-131	-232	-385	0	-155	-400	-480 -880	-1650 -2050

En la siguiente tabla se muestran los valores de las tolerancias de los ajustes recomendados por ISO de **eje base**, antes expuestos, así como su representación gráfica para la medida **10<d≤14**.

Calidad	h6	G7	F8	h9	F8	E9	D10	C11	h11	A11
d ≤ 3	0 -6	+12 +2	+20 +6	0 -25	+20 +6	+39 +14	+60 +20	+120 +60	0 -60	+330 +270
3 < d ≤ 6	0 -8	+16 +4	+28 +10	0 -30	+28 +10	+50 +20	+78 +30	+145 +70	0 -75	+345 +270
6 < d ≤ 10	0 -9	+20 +5	+35 +13	0 -36	+35 +13	+61 +25	+98 +40	+170 +80	0 -90	+370 +280
10 < d ≤ 14	0 -11	+24 +6	+43 +16	0 -43	+43 +16	+75 +32	+120 +50	+205 +95	0 -110	+400 +290
14 < d ≤ 18										
18 < d ≤ 24	0 -13	+28 +7	+53 +20	0 -52	+53 +20	+92 +40	+149 +65	+240 +110	0 -130	+430 +300
24 < d ≤ 30										
30 < d ≤ 40	0 -16	+34 +9	+64 +25	0 -62	+64 +25	+112 +50	+180 +80	+280 +120	0 -160	+470 +310
40 < d ≤ 50								+290 +130		+480 +320
50 < d ≤ 65	0 -19	+40 +10	+76 +30	0 -74	+76 +30	+134 +60	+220 +100	+330 +140	0 -190	+530 +340
65 < d ≤ 80								+340 +150		+550 +360
80 < d ≤ 100	0 -22	+47 +12	+90 +36	0 -87	+90 +36	+159 +72	+260 +120	+390 +170	0 -220	+600 +380
100 < d ≤ 120								+400 +180		+630 +410
120 < d ≤ 140	0 -25	+54 +14	+106 +43	0 -100	+106 +43	+185 +85	+305 +145	+450 +200	0 -250	+710 +460
140 < d ≤ 160								+460 +210		+770 +520
160 < d ≤ 180								+480 +230		+830 +580
180 < d ≤ 200	0 -29	+61 +15	+122 +50	0 -115	+122 +50	+215 +100	+355 +170	+530 +240	0 -290	+950 +660
200 < d ≤ 225								+550 +260		+1030 +740
225 < d ≤ 250								+570 +280		+1110 +820
250 < d ≤ 280	0 -32	+69 +17	+137 +56	0 -130	+137 +56	+240 +110	+400 +190	+620 +300	0 -320	+1240 +920
280 < d ≤ 315								+650 +330		+1370 +1050
315 < d ≤ 355	0 -36	+75 +18	+151 +62	0 -140	+151 +62	+265 +125	+440 +210	+720 +360	0 -360	+1560 +1200
355 < d ≤ 400								+760 +400		+1710 +1350
400 < d ≤ 450	0 -40	+83 +20	+165 +68	0 -155	+165 +68	+290 +135	+480 +230	+840 +440	0 -400	+1900 +1500
450 < d≤ 500								+880 +480		+2050 +1650

SIMBOLOS PARA LA INDICACION DE LAS TOLERANCIAS GEOMETRICAS

Con el establecimiento de los acuerdos internacionales sobre normalización de símbolos para representar tolerancias geométricas conseguimos evitar la aparición en los dibujos de observaciones tales como "superficies planas y paralelas", con la evidente dificultad de interpretación cuantitativa que ello conlleva.



TOLERANCIA DE RECTITUD TOLERANCIA DE COAXIALIDAD TOLERANCIA DE PERPENDICULARIDAD

Las siguientes tablas presentan los símbolos utilizados para la indicación de las tolerancias geométricas según UNE-EN ISO 1101.

símbolos de características geométricas

TOLERANCIAS	CARACTERISTICAS	SIMBOLO
Forma	Rectitud	—
	Planitud	▱
	Redondez	○
	Cilindricidad	⌭
	Perfil de una linea	⌒
	Perfil de una superficie	⌓
Orientación	Paralelismo	//
	Perpendicularidad	⊥
	Angularidad	∠
Localización	Posición	⌖
	Concentricidad y Coaxialidad	◎
	Simetría	⌯
Alabeo	Circular	↗
	Total	⌰

ANEXO 14 FOTOGRAFÍAS