



SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



SEP

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

DEPARTAMENTO DE METAL-MECÁNICA

ESPECIALIDAD:

INGENIERÍA MECÁNICA

RESIDENCIA PROFESIONAL:

**DISEÑO DE MECANISMO DESHOJADOR PARA LA COSECHADORA DE
CAÑA ENTERA EN ESTADO VERDE**

PRESENTADO POR

**GALDAMEZ SANCHEZ JUAN JOSE
HERRERA NUÑEZ DIEGO ARMANDO**

ASESOR:

ING. JULIO CESAR LLAVEN GORDILLO

REVISOR 1:

ING. VÍCTOR MANUEL VÁZQUEZ RAMÍREZ

REVISOR 2:

DR. ROBERTO CARLOS GARCIA GOMEZ

Carretera Panamericana Km.1080, C.P. 29050, Apartado Postal 599.



Contenido

I. INTRODUCCIÓN	3
II. JUSTIFICACIÓN	4
III. OBJETIVO GENERAL	5
IV. ANALISIS DEL CAMPO DEL ARTE	6
V. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	10
VI. ALCANCES Y LIMITACIONES	10
CAPITULO 1. GENERALIDADES	11
1.1 LA CAÑA	11
1.2 ORIGEN	11
1.3 EXIGENCIAS DEL CULTIVO	11
1.4 VARIEDADES	12
1.5 COSECHA	12
CAPITULO 2. FUNDAMENTO TEORICO	13
2.1 DISEÑO MECÁNICO ¹³	
2.3 PARÁMETROS O CRITERIOS DE DISEÑO	14
2.3.1 FACTORES DE DISEÑO.	15
2.4 CADENAS	16
2.4.1 DISEÑO DE CADENAS DE RODILLOS	17
2.4.2 POTENCIA TRANSMITIDA.....	19
2.4.3 DISEÑO DE IMPULSORES DE CADENA DE RODILLOS	21
2.4.4 SELECCIÓN DE CADENAS	27
2.5.- RODAMIENTOS	28
2.5.1.- COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO.....	31
2.5.2.- MATERIALES PARA COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO.	32
2.5.3.- TIPOS DE COJINETES DE ELEMENTOS ROTATORIOS	32
2.5.4. RELACIÓN ENTRE CARGA Y VIDA ÚTIL.	33
2.5.5.- INFORMACIÓN DE LOS FABRICANTES DE RODAMIENTOS.....	33
2.5.6.- SELECCIÓN DE COJINETES DE BOLAS (SOLO CARGAS RADIALES).	34
2.5.7.- SELECCIÓN DE COJINETES DE BOLAS CON CARGAS COMBINADAS (RADIAL Y DE EMPUJE)	35
2.5.8.- SELECCIÓN DE COJINETES DE RODILLOS CÓNICOS.	38
2.6. CEPILLOS CILÍNDRICOS	40
2.6.1 TIPOS DE CEPILLOS CILÍNDRICOS.....	41
2.7.- SELECCIÓN DEL CEPILLO	42
2.7.1.- TIPOS DE ALAMBRE	42
2.7.2.- CARACTERÍSTICAS DE NYLON	43

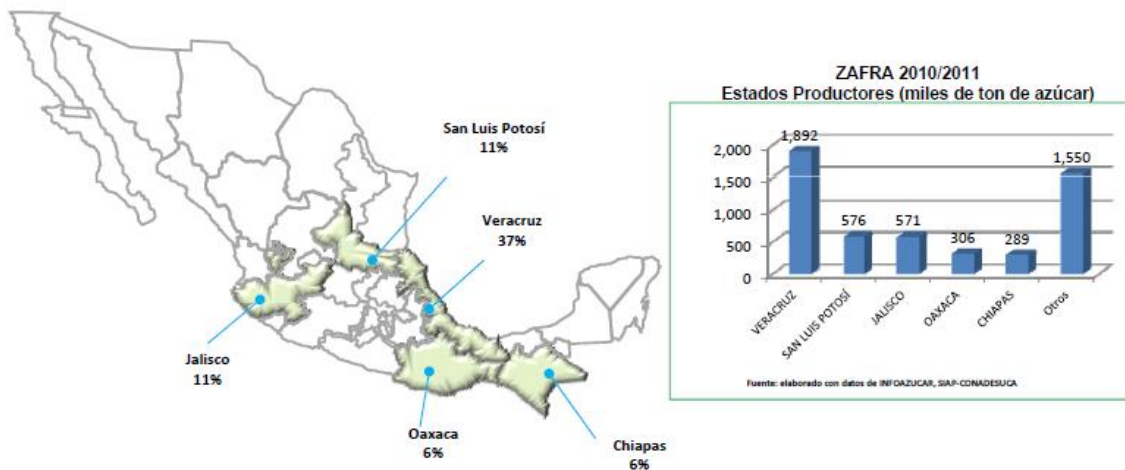
2.7. TRANSPORTADORES DE TORNILLO SIN FÍN	43
2.8.1 CLASIFICACIÓN.....	44
CAPÍTULO 3. CALCULO DEL SISTEMA	48
3.1 DISEÑO PROPUESTO	48
3.2. OBJETO Y DESCRIPCIÓN	48
3.3 SELECCIÓN DE CADENA Y CATARINA	49
3.3.1 DATOS TÉCNICOS DE LA CADENA Y CATARINA	50
3.4 CALCULO DEL TRANSPORTADOR SIN FÍN	51
3.4.1 CÁLCULO DE PAR TORSOR.	52
3.4.2 CALCULO DE LAS REACCIONES.....	53
3.4.3 CALCULANDO EL DIÁMETRO DEL EJE DEL TRASPORTADOR SIN FÍN.....	55
3.4.4. DATOS TECNICOS DEL TRANSPORTADOR SIN FÍN.....	57
3.5 DISEÑO Y SELECCIÓN DE COJINETES.	59
3.5.1 CALCULO PARA COJINETE CONICO.....	60
3.5.2. DATOS TECNICOS DEL COJINETE	62
3.6 CALCULO DEL EJE DEL CEPILLO	63
3.6.1. CARACTERÍSTICAS DE CEPILLO DE NYLON	67
VII. CONCLUSIÓN Y RECOMENDACION	69
VIII. BIBLIOGRAFÍA	70
ANEXOS	71
ENSAMBLES DE LAS PIEZAS	71
Fig.1 Transportador y cepillo.....	71
Fig.2 Junta universal	72
Fig.3 Deshojadora completa	72
Fig. 4 Soporte y Cojinetes	73
Tablas de propiedades. (Anexo)	73
Tabla No. 1 Propiedades mecánicas del acero.....	74
Tabla No. 2 Dimensiones de cadena	75
Tabla No. 3 propiedades mecánicas de la cadena.....	76
Tabla No. 4 Dimensiones de rodamientos cónicos	77
Tabla No. 5 Especificaciones de rodamientos cónicos	78
Tabla No. 6 Dimensiones de piñón o Catarina.....	79
Tabla No. 7 Datos específicos de materiales	80
Tabla No. 8 Descripción y propiedades mecánicas relevantes de los aceros reconocidos por AISI.....	81

I. INTRODUCCIÓN

En México la industria azucarera es históricamente una de las más importantes, debido a su relevancia económica y social en el campo; genera más de dos millones de empleos, tanto en forma directa como indirecta; se desarrolla en entidades federativas y municipios, generan un valor de producción primaria de alrededor de 30 mil millones de pesos.

México produce alrededor de 5 millones de ton. De azúcar, con un valor de más de 3 mil millones de dólares anuales, lo que representa cerca del 12 % del valor del sector primario. La producción de caña se realiza en 664 mil hectáreas. Que abastecen a 57 ingenios de 15 estados cañeros. (INEGI)

Es un cultivo plurianual. Se corta cada 12 meses, y la plantación dura aproximadamente 5 años. Tiene un tallo macizo de 2 a 5 metros de altura con 5 ó 6 cm de diámetro. El sistema radicular lo compone un robusto rizoma subterráneo; puede propagarse por estos rizomas y por trozos de tallo. La caña tiene una riqueza de sacarosa del 14% aproximadamente, aunque varía a lo largo de toda la recolección. (Imagen y grafica de producción)(SAGARPA)



La práctica tradicional en los ingenios azucareros para la cosecha de caña consiste en quemar la plantación para facilitar la recolección de los tallos. Sin embargo la quema de una sola hectárea de plantación de caña significa emitir a la atmósfera más de 160 kg de bióxido y monóxido de carbono. En época de cosecha las zonas cañeras tiñen sus cielos de tonos rojizos por la gran cantidad de humo y trozos de hoja quemada que el viento lleva a los pueblos cercanos ocasionando además problemas con el drenaje.

Por ello la importancia de implementar tecnologías de mitigación, y con ello disminuir los efectos que este causa en la quema, por ello este proyecto pretende suspender la quema mediante una cosechadora en estado verde, que en algunos casos utilizan cosechadoras de marcas reconocidas, pero no manejan la caña entera sino que la trozan para su manejo en la industria, por lo que nos daremos a la tarea de diseñar una cosechadora de caña entera y en estado verde. (Etapa 4)

II. JUSTIFICACIÓN

Al quemar la caña de azúcar, como actividad previa a la cosecha, se presentan una serie de problemas ambientales; a continuación se mencionan algunos:

- Incremento de la contaminación del aire.
- Posibilidad de pérdida de control del fuego en los campos.
- Interrupciones ocasionales en las líneas de alto voltaje cercanas a los campos de caña.
- Destrucción de los microorganismos de las capas superficiales del suelo
- Pérdida de materia orgánica que puede ser incorporada al suelo para mejorar sus condiciones.
- Dificultad en el uso del control biológico.
- Incremento de los niveles de ozono en la baja atmósfera y del monóxido de carbono.
- Adicionalmente agrega que al momento de la quema la temperatura alcanza valores muy elevados, por lo que la sacarosa es exudada de los tallos de la caña y se pierde, además el suelo puede pegarse a esta sacarosa exudada y contaminar los tallos

Por ello la importancia de tal mecanismo para evitar tanto la contaminación ambiental, la erosión del suelo y el coste para el acondicionamiento del suelo, así como los gastos que estos generen en la producción de la misma.

III. OBJETIVO GENERAL

Al cosechar la caña en verde y evitar la combustión en los campos cañeros se ahorra agua, energía eléctrica y combustible, se reduce el impacto sobre la contaminación del agua y se protege el ambiente, a la flora y la fauna del agro sistema cañero.

Esta práctica permite la incorporación de materia orgánica al suelo incrementando el contenido de carbono, aumenta su fertilidad y promueve que con el tiempo se disminuya la dosis de fertilizante aplicado, además de ayudar a conservar mayor contenido de humedad en el suelo. La cosecha mecanizada de caña de azúcar representa una ventana de oportunidad tecnológica que no sólo reduce costos y hace más eficiente la operación de cosecha y entrega de caña al ingenio, sino que minimiza los impactos negativos al medio ambiente contribuyendo con la productividad de los ingenios y el mejoramiento del nivel de vida de los productores y habitantes de las zonas cañeras de México.

Establecer una memoria de cálculo del subsistema 4, el cual contempla un transportador sinfín, el cual llevara la caña del lugar de corte al despuntador o el corte de cojollo de la caña. Un deshojador, el cual realizara un cepillo cilíndrico el cual se encargará de deshojar la caña. Planos de diseño, de manufactura y de ensamble de cada elemento.

Objetivos específicos

Establecer una memoria de cálculo del subsistema 4, el cual contempla la conducción de la vara de caña en forma vertical provenientes del cortador por medio de un transportador sinfín hacia las cerdas deshojadoras, para entregarlos al mecanismo del corte del esqueje.

Hacer un estudio del campo del arte, de las posibles publicaciones y proyectos existentes referidos al tema.

Hacer una visita del lugar donde se necesita la implementación del proyecto para tener una idea más clara de lo que se requiere hacer.

Hacer un modelado del prototipo con la ayuda del software SolidWorks.

IV. ANALISIS DEL CAMPO DEL ARTE

El primer prototipo de máquina cosechadora de caña de azúcar fue creado en Australia en el año 1940 por los hermanos Harold y Colín Toft como consecuencia de la costosa mano de obra a causa del inicio de la Segunda Guerra Mundial. La máquina inicial era un cargador mecánico para caña con cortadora de base constituido esencialmente por un brazo móvil con una pinza o gancho para izar manojos de caña en un camión. Posteriormente se adaptó un montacargas mecánico de caña entera.

En 1968, los Toft lanzaron su primera cosechadora de caña picada tipo chooper, la cual se construyó básicamente con partes de tractores, cajas de transmisión y diferenciales mecánicos. En el año 1977 se sustituyeron todos los complejos mecanismos mecánicos por mecanismos hidráulicos y en 1985 se adaptaron sistemas de rodillo picador rotativo y sistemas extractores de hojas que permitieron recoger una materia prima bastante limpia cuando se trataba de corte en verde, ver figura

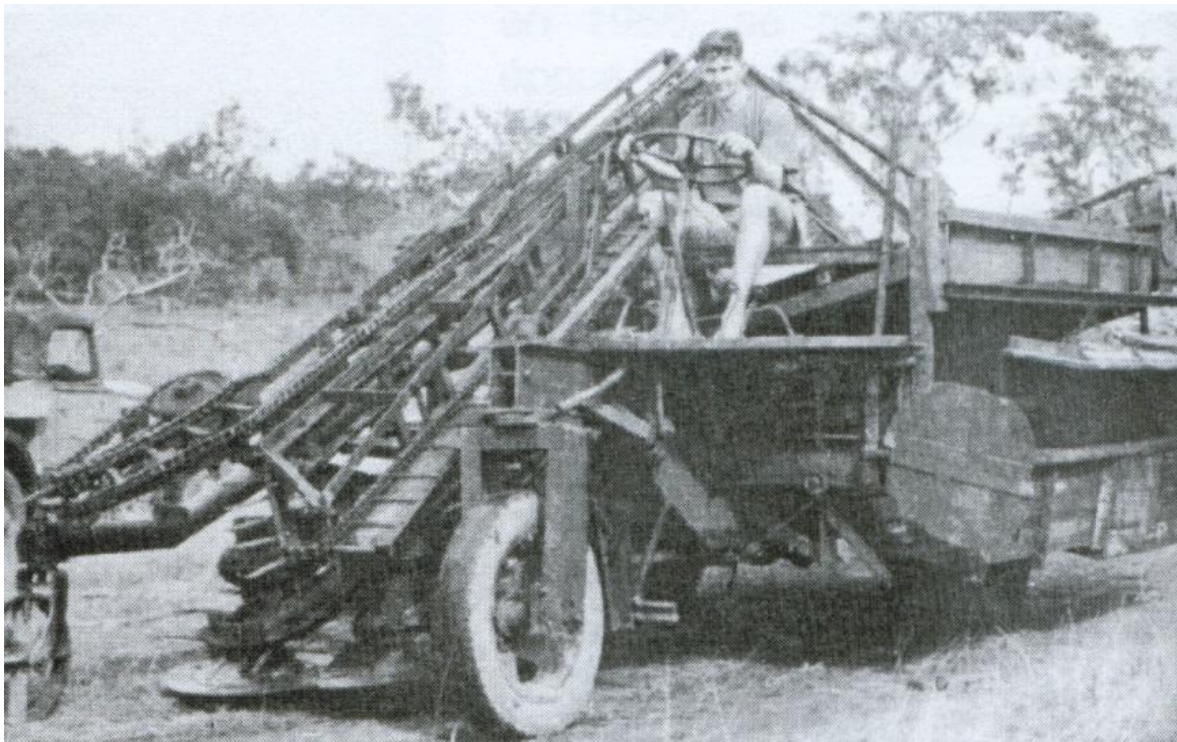


Fig. 1 Primera cosechadora de caña mecanizada estilo chooper.

En la actualidad se manejan tractores automatizados que realizan la cosecha de caña en estado verde, con capacidades variables, modelos y marcas con ventajas para la producción en grandes escalas así como el manejo y contención para la caña la cual contempla corte, desqueje, despunte, deshoje y trozado de la caña, el único inconveniente para nuestro proyecto es que no maneja la caña entera



Fig. 2 Cosechadora de caña de azúcar John Deere 3520

Los componentes de una cosechadora de caña comercial

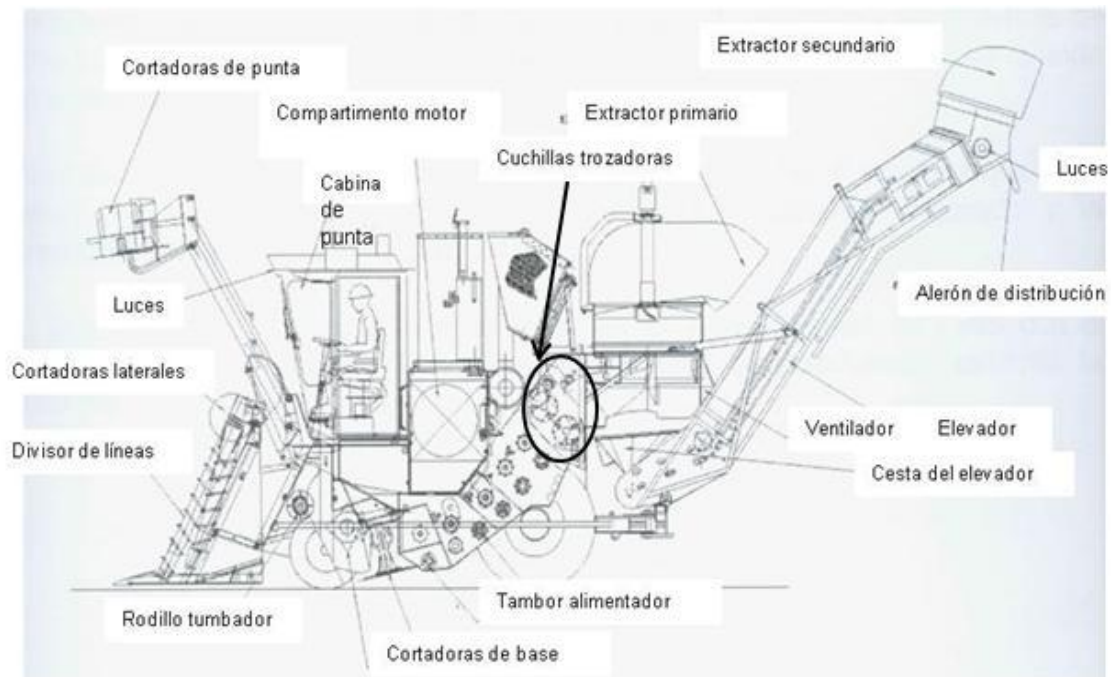


Fig. 3 Cosechadora de caña comercial

La cosecha integral

El aumento de la producción cañera tiene una relación directa con el aumento de la productividad agrícola, y no con el incremento de las áreas. Para ello es necesario una excelente planeación, el empleo de máquinas sofisticadas y un óptimo plan de seguimiento, control y reprogramación de las actividades para cumplir con los requerimientos diarios de las fábricas.

En la planificación de la cosecha son básicos los estimados de caña y el balance de recursos. Los estimados de caña son los pronósticos sobre la cantidad de caña a cosechar en el tiempo y en el espacio y en ellos se definen tanto la duración de la zafra en cada ingenio como la estrategia de corte a diferentes escalas hasta llegar al nivel diario.

Por vincular la cosecha la labor agrícola con la industria la norma diaria busca asegurar el máximo aprovechamiento de la capacidad instalada, tanto de los equipos de cosecha como de la fábrica y los centros de recepción.

La actividad de la cosecha mecanizada es un engranaje de la cadena de la producción industrial de azúcar que va desde los campos de caña hasta la fábrica. La correcta preparación del suelo, la siembra con las mejores variedades y las actividades culturales en relación con los cultivos son labores de importancia extraordinaria para obtener altos rendimientos en la cosecha. Sin embargo, de nada vale ello si no se pone igual celo en la recolección, en muchos casos una labor compleja que requiere de medios mecánicos y de personal calificado en su manejo, y la determinación del momento oportuno de realizarla.

Los trabajos agrícolas mecanizados hacen más eficientes las labores agrícolas, facilitan el trabajo y lo hacen más rentable. La explotación es más efectiva cuando la maquinaria que se emplea es la adecuada para las necesidades específicas de la empresa. La amplia mecanización y la intensificación de la producción son un imperativo para el desarrollo constante de la agricultura y, por ende, para la satisfacción de las necesidades crecientes del país en este aspecto.

Todas las actividades agrícolas, mecanizadas o no, se planifican detalladamente alrededor de la estrategia de la cosecha para lograr los mayores rendimientos agrícolas e industriales y la mejor utilización de las capacidades de las máquinas y la fábrica; y la planificación y asignación de recursos durante la recolección se basa en el trabajo de un día necesario para abastecer la planta hasta su norma potencial de molida.

Corte mecanizado

El corte mecanizado de la caña de azúcar se introdujo en la década de 1980; las máquinas utilizadas en ese momento no eran cosechadora integral, es decir, corte y alce de la caña, ya que solamente cortaban los tallos en la base, que eran descogollados para ser dispuestos en el suelo y posteriormente cargado al equipo de transporte. A esta máquina se le denominó “tipo soldado”. Por eso misma época la mecanización más importante de la cosecha de caña consistió en el alce de la caña, que hasta ese momento se hacía a mano y la caña era cortada en verde. La mecanización del alce trajo consigo la quema de la caña como una práctica generalizada la cual se hizo y aun se hace actualmente para reducir los contenidos de materia extraña que llega a las fábricas.



Fig. 4 Cosechadora de caña mecánica y cosechadora de Cañera INTA, una cosechadora de caña de azúcar todo terreno

A lo largo de los años se ha ido incrementando paulatinamente la cosecha mecanizada integral con cosechadoras que hacen varias operaciones tales como corte, picado de los tallos (troceado), limpieza de la caña en verde, ante la dificultad de hacerlo en forma natural.

El corte mecanizado de la caña de azúcar.

El corte mecanizado integral de la caña de azúcar está en función de las siguientes variables: diseño de campo, atributos de las variedades, la maquina cosechadora, el operario de la máquina y la logística de corte y del transporte.



Fig. 5 Cortador y transportador de la caña de azúcar

V. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La actividad de la cosecha mecanizada es un engranaje de la cadena de la producción industrial de azúcar que va desde los campos de caña hasta el ingenio. La correcta preparación del suelo, la siembra con las mejores variedades y las actividades culturales en relación con los cultivos son labores de importancia extraordinaria para obtener altos rendimientos en la cosecha. Sin embargo, de nada vale ello si no se pone igual celo en la recolección, en muchos casos una labor compleja que requiere de medios mecánicos y de personal calificado en su manejo, y la determinación del momento oportuno de realizarla.

Con el diseño de esta cosechadora de caña se pretende:

- Mejorar la competitividad de los sistemas mediante la incorporación de nuevos equipos y el mejoramiento de otros ya conocidos y probados.
- Facilitar el trabajo, hacerlo más rápido y rentable.
- Reducir la mano de obra en gran parte

VI. ALCANCES Y LIMITACIONES

La realización de este proyecto tiene como una de las metas construir un mecanismo para deshojar la caña en estado verde y que esta pueda ser captada para su compactación y almacenarla para un mejor manejo de esta. Esto tendría una limitación ya que se tendría que hacer un buen diseño del deshojador porque se desconoce el flujo de caña en estado verde durante el corte desde suelo.

A través del **Programa de Adquisición de Activos Productivos**, la **SAGARPA** impulsa la cosecha en verde de caña de azúcar otorgando apoyos para la adquisición de cosechadoras implementadas para este fin. Con este programa se han dejado de quemar más de 152,000 hectáreas anualmente y se tiene la meta de llegar a 188,000 hectáreas en 2012. Se tiene estimado que estas acciones permitirán **evitar arrojar a la atmósfera 430 mil toneladas de bióxido de carbono en el período.**

CAPITULO 1. GENERALIDADES

1.1 LA CAÑA

La caña de azúcar (*Saccharum officinarum* L) es una gramínea tropical, un pasto gigante emparentado con el sorgo y el maíz en cuyo tallo se forma y acumula un jugo rico en sacarosa, compuesto que al ser extraído y cristalizado en el ingenio forma el azúcar. La sacarosa es sintetizada por la caña gracias a la energía tomada del sol durante la fotosíntesis.

El azúcar es uno de los productos básicos de consumo, su producción se realiza en lo ingeniosa partir de los jugos de caña de azúcar y de remolacha, dando origen a una agroindustria que genera gran cantidad de empleos, participando directamente en la economía nacional.

La caña de azúcar suministra el 70 por ciento de la demanda internacional de azúcar, y el resto se obtiene de la remolacha. El azúcar se obtiene del jugo fresco y dulce de la caña, sus hojas y tallos se utilizan como forraje para el ganado.

Hay diferentes tipos de azúcar, desde el piloncillo o panela hasta la azúcar refinada, los cuales se usan como alimento básico del hombre o como materia prima para la industria. Ésta lo transforma en alcohol etílico, ácido láctico, dextrosa y glicerina.

Otros productos como la melaza se emplean para la fabricación de bebidas alcohólicas como el ron. Las fibras de bagazo que resultan de la molienda se utilizan para la fabricación de papel y madera prensada.

1.2 ORIGEN

La caña de azúcar es originaria de Nueva Guinea, de donde se distribuyó a toda Asia. Los árabes la trasladaron a Siria, Palestina, Arabia y Egipto, de donde se extendió por África. Colón la llevó a las islas del Caribe y de ahí pasó a América tropical. A México llegó con la conquista instalándose las primeras industrias azucareras en las partes cálidas del país como parte de la colonización.

1.3 EXIGENCIAS DEL CULTIVO

La caña de azúcar no soporta temperaturas inferiores a 0 °C, aunque alguna vez puede llegar a soportar hasta 1 °C, dependiendo de la duración de la helada. Para crecer exige un mínimo de temperaturas de 14 a 16 °C. La temperatura óptima de crecimiento parece situarse en torno a los 30 °C., con humedad relativa alta y buen aporte de agua.

Se adapta a casi todos los tipos de suelos, vegetando mejor y dando más azúcar en los suelos ligeros, si el agua y el abonado es el adecuado. En los suelos pesados y de difícil manejo constituye muchas veces el único aprovechamiento rentable. Únicamente en suelos ácidos, que no suelen existir en las zonas donde se cultiva la caña en España, crea problemas graves. Los suelos muy calizos a veces dan problemas de clorosis.

1.4 VARIEDADES

Hay cientos de variedades en todo el mundo. En España, por ejemplo más del 80% de la superficie plantada es de la variedad NC0310, que procede de África del Sur, aunque últimamente está en regresión por ser propensa al virus del mosaico. Otras variedades importantes son la CP 44-101 y la CP 65-357 procedentes de Florida.

En México las variedades existentes son: MEX 69-290, MEX 79-431, MEX 68-P-23, MEX 57-473, ZMEX-55-32, MEX-68-1345, MEX 69-749, ITV 92-1424, ITV 92-373. Además existen variedades extranjeras como: CP 72-2086, RD 75-11, CO 997, SP 70-1284, MY 5514.

1.5 COSECHA

La cosecha se realiza cuando la caña alcanza el máximo peso y el óptimo contenido de azúcar. El cañaveral se quema antes y los tallos se cortan al ras del suelo, eliminando el cojollo.

La cosecha se realiza de dos formas: manual y mecánica. En la primera se utiliza mucha mano de obra, ya que la caña se tumba con machete, formándose montones para que posteriormente la alzada vaya cargando los remolques o camiones. La segunda se hace mediante una máquina que casi simultáneamente va despuntando (eliminando el cojollo), cortando a ras de suelo, picando los tallos y cargando a los camiones.

CAPITULO 2. FUNDAMENTO TEORICO

2.1 DISEÑO MECÁNICO

El diseño es una actividad mental, una actividad fruto del intelecto mediante la cual se generan una serie de ideas respecto a la solución práctica de un problema que requiere del desarrollo y/o construcción de una máquina, mecanismo, dispositivo y/o la creación de un proceso. Desde un punto de vista amplio el proceso de diseño es aplicable a las artes como a las actividades técnicas. El proceso de diseño implica la definición clara de que es lo que se debe desarrollar, como debe funcionar, como se debe hacer, las funciones, los requerimientos, etc.

El diseño tiene diferentes niveles dependiendo del grado de profundidad que se le dé a la solución. Este puede ser simplemente los esquemas, plano o bocetos sobre una obra o maquina o puede tener una mayor complejidad e incluir las memorias de cálculo que permiten dimensionar el tamaño de los componentes, la selección de los materiales, la simulación computacional del funcionamiento del equipo, entre otras.

En general puede decirse que el diseño es la formulación de un plan integral realizado por un grupo interdisciplinario, cuyo objetivo es satisfacer una necesidad. El objetivo de este curso es brindar los elementos básicos para el diseño de componentes y elementos mecánicos.

Para llevar a cabo el diseño mecánico es necesario tener bases fuertes en las áreas de la mecánica de materiales, dibujo, mecanismos, materiales de ingeniería y procesos de fabricación principalmente. Dependiendo del objeto del diseño es probable que se tenga que aplicar principios de la mecánica de fluidos, termodinámica, turbo máquinas y algunas más.

ETAPAS DEL DISEÑO

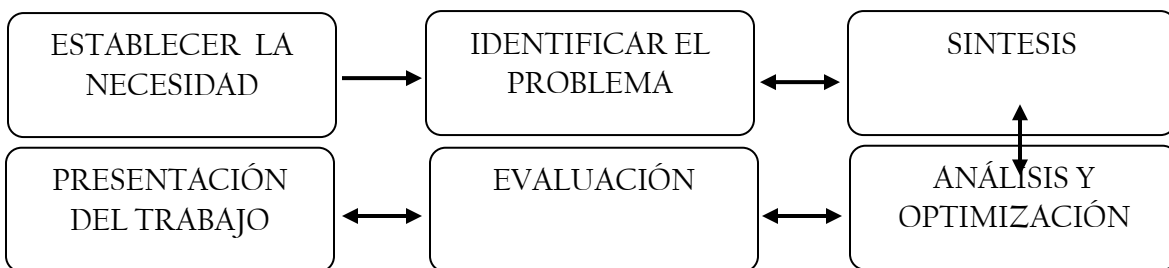


Fig. 2.1 Etapas del diseño

En el análisis y optimización se trabaja usualmente sobre la mejor alternativa y se le hace un estudio más completo de su viabilidad técnica y económica. Se tienen todas las memorias de cálculo y se aplican técnicas avanzadas para determinar si la alternativa es funcional o no. Es posible que se hayan desarrollado prototipos o simulaciones en esta etapa.

La evaluación, sugiere que con base a criterios objetivos se determine si la opción es aceptada o no. Esta etapa, puede requerir en el caso de que se hayan construido prototipos o modelos de la realización de ensayos y de simulaciones para determinar su comportamiento y desempeño.

2.3 PARÁMETROS O CRITERIOS DE DISEÑO

- La Resistencia requerida en los diferentes componentes dadas las solicitaciones de carga a las que van a ser sometidos, las condiciones de operación, incluyendo el entorno (tipo de atmósfera, humedad, temperatura) y la vida esperada del mismo.
- Los materiales a emplear en la fabricación de los componentes, los cuales tienen diferentes características en cuanto a sus propiedades mecánicas, físicas y químicas. Además de los aspectos relacionados con su costo, fabricación, manipulación y disponibilidad., entre otros.
- Los Costos en los que se debe incurrir para el desarrollo del proyecto, la materialización del diseño. Estos costos están relacionados, como ya se mencionó, con los materiales, los procesos de fabricación, ensamblaje, las pruebas técnicas y demás recursos requeridos durante la etapa de construcción y prueba y optimización.
- El tiempo disponible para la realización del proyecto, desde la fase de concepción hasta la entrega.
- El peso de la estructura, puede ser un factor determinante en el diseño, y usualmente debe tenerse especial cuidado al momento de la realización de los cálculos los esfuerzos a los que está sometido el material.
- En ocasiones debe analizarse la relación resistencia mecánica peso como un criterio adicional para la selección del material a emplear en la construcción de la maquina o del componente mecánico.
- Otros aspectos técnicos: tales como el ensamblaje, el mantenimiento, la seguridad deben ser tenidos en cuenta en el proceso de diseño.

Una práctica común en el diseño es el uso de factores, usualmente denominados, de seguridad con los cuales se tiene un margen adicional que busca garantizar que el diseño escogido satisfaga adecuadamente los requerimientos bajo los cuales se formuló. Estos factores tienen en cuenta por ejemplo que los valores de la resistencia de los materiales suministrados por los fabricantes son de referencia y que estos pueden ser diferentes a los esperados. Cuando el diseño implica un riesgo alto debido a la presencia de vidas humanas, es preferible ser un poco conservador durante el proceso de diseño. Existen muchas otras circunstancias que sugieren el uso de estos factores de seguridad.

El proceso de diseño se rige por Códigos y Normas de entes gubernamentales o de asociaciones técnicas. Los Códigos son directrices de estricto cumplimiento, y son supervisados por los organismos de control de los países y las normas son recomendaciones de entidades, sociedades o agremiaciones de empresas o especialistas en un área del saber específico.

2.3.1 FACTORES DE DISEÑO.

La expresión factor de diseño significa alguna característica o consideración que influye en el diseño de un elemento, o quizá en todo el sistema. Por lo general se tienen que tomar en cuenta alguna de esos factores para un diseño determinado.

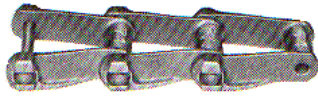
En ocasiones algunos de esos factores serán críticos y, si se satisfacen sus condiciones no será necesario considerar los demás. A continuación se indican algunos de los factores que hay que tomar en cuenta:

- | | |
|---------------------------|-----------------------|
| 1.- Resistencia mecánica. | 7.- Vida útil. |
| 2.- Confiabilidad. | 8.- Forma. |
| 3.- Rendimiento. | 9.- Acabado exterior. |
| 4.- Cantidad de material. | 10.- Seguridad. |
| 5.- Mantenimiento. | 11.- Peso. |
| 6.- Costo. | 12.- Ruido. |

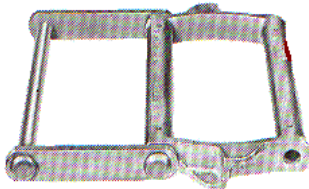
Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al tipo de material, al proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

2.4 CADENAS

Las cadenas son elementos que se utilizan para transmitir potencia y para arrastre. Se fabrican como una serie de eslabones que se unen mediante pernos. Pueden usarse para cargas elevadas y donde sea necesario mantener relaciones precisas de velocidad. La figura siguiente ilustra una variedad de tipos de cadenas que se emplean en particular para transportar y usos similares.



Serie estrecha para aserraderos.
Se usa en la industria maderera para transportadores.



Combinación para molinos.
Se usa en transportadores de arrastre.



Cadena de arrastre para trabajo pesado.
Se utiliza en transportadores de ceniza y escoria.



Cadena macho o clavija.
Adecuada para impulsores de velocidad moderada o alta.



Transferencia mediante rodamientos en la parte superior.
Para transporte de material en sentido transversal.



Para techos.



Desmontable.
Se emplea para impulsores de baja velocidad y transportadores.



Forjado por goteo.
Se usan en transportadores de catenaria, de pala de arrastre, etc.

Fig. 2.4 Cadenas transportadoras

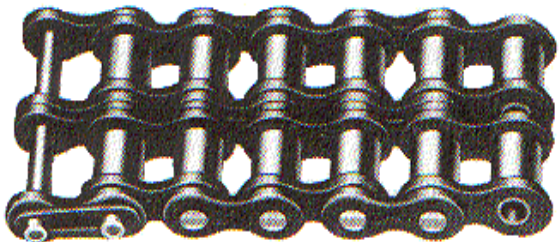
2.4.1 DISEÑO DE CADENAS DE RODILLOS

El tipo más común de cadena es la cadena de rodillos, en la que el rodillo de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las ruedas dentadas. Otros tipos incluyen una variedad de diseños extendidos de eslabones que casi siempre se emplean en transportadores. (Spotts/Shoup, 2004).

La figura siguiente muestra algunos de estos elementos.



(a) Cadena con rodillos estándar, tamaño único



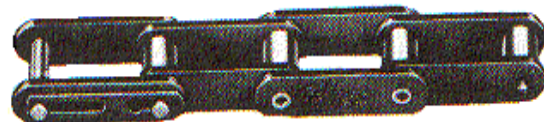
(b) Cadena con rodillos estándar, dos tramos (disponible también con tres y cuatro tramos)



(c) Cadena con rodillos de la serie para trabajo pesado



(d) Cadena impulsora de doble paso



(e) Cadena transportadora de doble paso

Fig. 2.4.1A Algunos tipos de cadenas transportadoras de rodillos

Cuando se transmite potencia entre flechas o ejes que giran, la cadena entra en contacto con ruedas dentadas que se enlazan. Lo anterior puede observarse en la siguiente figura:

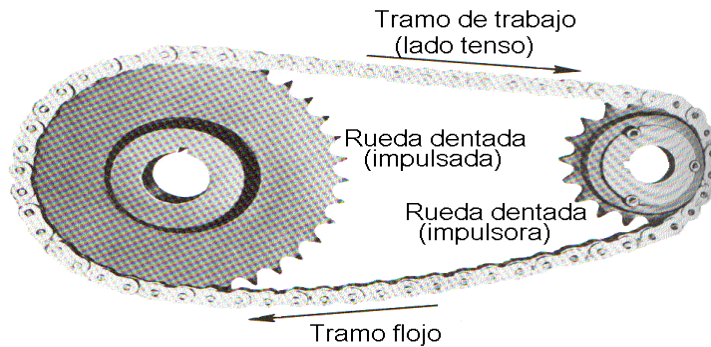


Fig.2.4.1.BImpulsor de cadena de rodillo

De acuerdo a Budynas, en su libro de diseño en ingeniería mecánica, la relación de la velocidad de salida y la velocidad de entrada está dada por:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1}$$

Donde n_1 y N_2 representan el número de dientes de las ruedas dentadas a la entrada y a la salida respectivamente.

Las cadenas de rodillos se clasifican con base en su paso p , que es la distancia entre partes correspondientes de dos eslabones adyacentes. El paso se ejemplifica, por lo regular, como la distancia entre pernos adyacentes.

La figura que se indica a continuación nos muestra las características básicas de una cadena de rodillos.

Diámetro del rodillo

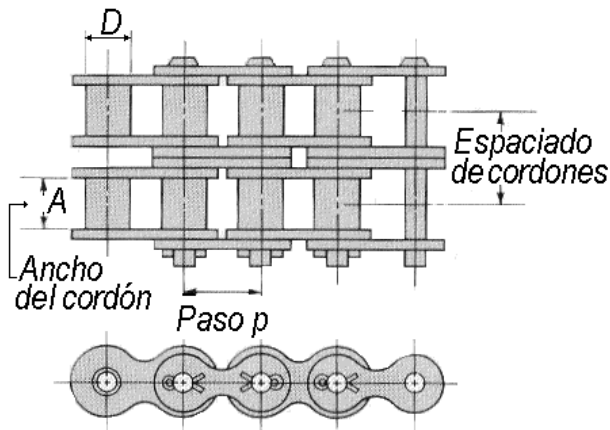


Fig.2.4.1.CPorción de una cadena de rodillos con dos cordones

En la siguiente figura se indica una rueda catarina que impulsa una cadena de transmisión en sentido contrario al del reloj:

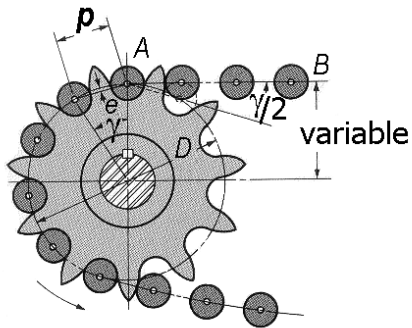


Fig.2.4.1.D Endentado de una cadena y su rueda Catarina.

Designando el paso de la cadena por p , el ángulo de paso por y y el diámetro de paso de la rueda catarina por D dado en pulgadas o en metros, por trigonometría de la figura (5.10) se observa que (Budynas):

$$D = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{N_1}\right)}$$

2.4.2 POTENCIA TRANSMITIDA

La potencia en una cadena se determina de la misma manera que en una banda con la diferencia que en una cadena $F_2 = 0$ (Fuerza del lado flojo). Por lo que para determinar la fuerza transmitida por la cadena F_1 (Fuerza del lado tenso) utilizamos la siguiente expresión (Mott, 2006):

$$F_1 = \frac{33000H}{V}$$

En donde: H = Potencia transmitida en hp

F_1 = Fuerza transmitida en lb.

$$V = \frac{\pi Dn}{12} \text{ (Velocidad en la línea de paso en ft/min).}$$

En el sistema internacional:

$$F_1 = \frac{1000H}{V}$$

En donde:

H = potencia transmitida en hp

F_1 = fuerza transmitida en Newton.

$$V = \frac{\pi Dn}{12} \text{ (Velocidad en la línea de paso en ft/min).}$$

Tabla 2.4. 2.A Capacidad de potencia (hp) de una cadena de rodillos de paso simple y un Solo cordón para una rueda Catarina de 17 dientes. (Diseño de elementos de máquinas. L. Mott)

Velocidad de la catarina, rpm	Número ANSI de cadena.					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13	0.41	0.99	0.55	1.92	3.32
200	0.16	0.54	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30	1.01	2.40	1.32	4.37	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44	1.46	3.45	1.90	6.72	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56	1.89	4.48	2.46	8.71	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68	2.31	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93	3.13	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05	3.53	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27	4.32	7.72	1.52	9.27	10.6
2500	1.56	5.28	5.51	1.10	6.58	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
Tipo I	Tipo II				Tipo III	

Tabla 2.4.2. B. Continuación de tabla 2.4.1.A (Diseño de elementos de máquinas. L. Mott)

		Número ANSI de cadena.							
Velocidad de la catarina, rpm		80	100	120	140	160	180	200	240
II	50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
	100	5.38	10.30	17.40	26.9	39.1	54.0	71.6	115.0
	150	7.75	14.80	25.10	38.8	56.3	77.7	103.0	166.0
	200	10.00	19.20	32.50	50.3	72.9	101.0	134.0	215.0
	300	14.50	27.70	46.80	72.4	105.0	145.0	193.0	310.0
I	400	18.70	35.90	60.60	93.8	136.0	188.0	249.0	359.0
	500	22.90	43.90	74.10	115.0	166.0	204.0	222.0	0
	600	27.00	51.70	87.30	127.0	141.0	155.0	169.0	
	700	31.00	59.40	89.00	101.0	112.0	123.0	0	
	800	35.00	63.00	72.80	82.4	91.7	101.0		
	900	39.90	52.80	61.00	69.1	76.8	84.4		
	1000	37.70	45.00	52.10	59.0	65.6	72.1		
	1200	28.70	34.30	39.60	44.9	49.9	0		
	1400	22.70	27.20	31.50	35.6	0			
	1600	18.60	22.30	25.80	0				
III	1800	15.60	18.70	21.60					
	2000	13.30	15.90	0					
	2500	9.56	0.40						
	3000	7.25	0						

2.4.3 DISEÑO DE IMPULSORES DE CADENA DE RODILLOS

La especificación de la cadena con relación a su capacidad para transmitir potencia considera tres modos de falla, de acuerdo a Virgil M. Faires:

- Fatiga de las placas de los eslabones por aplicación sucesiva de la tensión en el lado flojo de la cadena.
- Impacto en los rodillos conforme se enlazan con los dientes de la rueda dentada.
- Raspaduras entre los pernos de cada eslabón y los bujes en los pernos.

Las especificaciones se basan en datos empíricos con un impulsor suave (factor de servicio $K_a=1$) y una vida útil especificada de 15,000 horas aproximadamente.

Las variables importantes son el paso p y el tamaño y la velocidad de giro de la rueda más pequeña.

La potencia nominal que se puede transmitir por tramo, limitada por la fatiga de las placas del eslabón y por la vida al impacto del rodillo y el casquillo para una vida de la cadena de aproximadamente 15,000 horas, se puede calcular de:

$$\frac{Hp}{tramo} = \min(\text{mode } h_{ps}, h_{pr})$$

En donde:

$$h_{ps} = K_s N_s^{1.08} n^{0.9} P^{(3-0.07P)}$$

Basado en la fatiga de la placa del eslabón.

$$h_{ps} = K_r P^{(0.8)} \left(\frac{100N_1}{n} \right)^{1.5}$$

$K_s = 0.0022$ para la cadena No. 41

$K_s = 0.004$ para cualquier otra cadena

$K_r = 3.4$ para la cadena No. 41

$K_r = 17$ para las cadenas de la 40 a la 240, excepto la No. 41

$K_r = 24$ para las cadenas No. 25 y 35.

Las tablas para los diferentes tipos de cadenas están elaboradas a partir de las dos fórmulas anteriores para un determinado número de dientes N_t de la rueda menor y para diferentes valores de n en rpm. Los tres tamaños estándar de cadena más comunes son:

Número 40 (paso $p = 1/2$ in).

Número 60 (paso $p = 3/4$ in).

Número 80 (paso $p = 1$ in).

Estas cadenas son las más comunes en el tipo de información disponible para todos los tamaños en los catálogos de los fabricantes. Es importante considerar lo siguiente:

- 1.- Las especificaciones se basan en la velocidad de la rueda dentada más pequeña.
- 2.- Para una velocidad en particular, la capacidad de potencia se incrementa con el número de dientes en la rueda dentada. Desde luego, cuanto mayor es el número de dientes, más grande será el diámetro de la rueda dentada. Una cadena con paso más pequeño en una rueda dentada de gran tamaño, genera un impulso más silencioso.

3.- Para un tamaño particular de rueda dentada con un número específico de dientes, la capacidad de potencia se incrementa en función del aumento de velocidad hasta cierto punto, después, disminuye. La fatiga debida a la tensión en la cadena rige a velocidades entre bajas y moderadas; el impacto sobre las ruedas dentadas predomina a velocidades más altas. A cada tamaño de rueda dentada corresponde un límite superior absoluto de velocidad que se debe a la presencia de raspaduras entre los pernos y los bujes de la cadena.

4.- Las especificaciones corresponden a un solo tramo de cadena. Si bien tramos múltiples incrementan la capacidad de potencia, no proporcionan un múltiplo directo a la capacidad en un solo tramo.

5.- Las especificaciones son para un factor de servicio $K_a = 1$. Debe especificarse un factor de servicio en particular de acuerdo con la tabla siguiente:

Tabla 2.4.3.A Factores de servicio, para cadenas de rodillos de un solo ramal. (Diseño de máquinas. Virgil M. Faires).

		Tipo de potencia de entrada		
Tipo de carga conducida	Motor de C.I. con transmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	Motor de C.I. con transmisión mecánica.	
Suave	1.0	1.0	1.2	
Impacto moderado	1.2	1.3	1.4	
Impacto fuerte	1.4	1.5	1.7	

Si consideramos que una cadena tiene dos o más ramales, la potencia que se puede transmitir por la cadena debe determinarse a partir del menor valor de cualquiera de las dos expresiones siguientes:

$$H_{real} = \frac{k_2 H_{ps}}{k_a}$$

k_a = factor de servicio (tabla 3.4) a K

k_2 = factor de ramal múltiple (tabla 3.5) 2 K

Tabla 2.4.3.B Factores para cadenas de rodillos de ramales múltiples (Diseño de máquinas. Virgil M. Faires)

Número de ramales	Factor de ramales múltiples K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Cuando se conoce la potencia real que debe transmitirse con un impulsor de cadena de rodillos, la potencia de diseño que debe utilizarse para la selección adecuada de la cadena considerando cualquier número de cordones es como sigue:

$$H_{dise\ ño} = \frac{k_a H_{real}}{k_2}$$

Si utilizamos tablas de cadenas, éstas se tabulan para un solo cordón y una Catarina de 17 dientes, por lo que se debe considerar un factor de corrección por dientes k_1 , quedando lo siguiente:

$$H_{dise\ ño} = \frac{k_1 k_a H_{real}}{k_2}$$

Los valores de K_1 se pueden tomar de la siguiente tabla:

Tabla 2.4.3.C Factores para cadenas de rodillos de ramales múltiples.

Número de dientes en la rueda impulsora	Factor de corrección por dientes K_1
11	0.53
12	0.62
13	0.70
14	0.78
15	0.85
16	0.92
17	1.00
18	1.05
19	1.11
20	1.18
21	1.26
22	1.29
23	1.35
24	1.41
25	1.46
30	1.73
35	1.95
40	2.15
45	2.37
50	2.51
55	2.66
60	2.80

Dependiendo del tipo de cadena que se va a utilizar en la transmisión, el número de cordones o tramos se determina dividiendo la potencia de diseño entre la potencia nominal de la cadena seleccionada. De ésta manera se tiene:

$$H_{\text{cordones}} = \frac{H_{\text{diseño}}}{H_{\text{nominal}}}$$

La longitud de la cadena debe ser un múltiplo completo del paso, y se recomienda un número par de pasos. La distancia central debe hacerse ajustable para adaptar la longitud de la cadena y compensar tolerancias y desgaste. Un juego excesivo en el lado flojo debe evitarse, sobre todo en impulsores no horizontales. Una relación conveniente entre la distancia central (C), la longitud de la cadena (L) el número de dientes de la rueda pequeña (N_1) y el número de dientes en la rueda dentada grande (N_2) expresada en pasos, es:

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{c}{p}\right)}$$

La distancia central teóricamente exacta para una longitud particular de cadena, en pasos, es:

$$\frac{C}{p} = \frac{1}{4} \left\{ \frac{L}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \sqrt{\left[\frac{L}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} \right]^2 - \frac{2(N_2 - N_1)^2}{n^2}} \right\}$$

La distancia central teórica no supone juego ni en el lado tensado ni en el lado flojo de la cadena y por consiguiente es un máximo. (Faires, 1991).

2.4.4 SELECCIÓN DE CADENAS

Las características básicas de las transmisiones, siguiendo con la misma referencia) de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni al arrase, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia.

La ANSI estandarizo las cadenas de rodillos con respecto a sus tamaños. Las dimensiones de los tamaños estándar se proporcionan en la tabla 2.4.4.A (Faires, 1991).

Tabla 2.4.4.B. Dimensiones de cadenas de transmisión de rodillo estándar (Diseño de máquinas. Virgil M. Faires)

Número de Cadena ANSI.	Paso, p , pulgadas.	Diámetro del rodillo, D , en pulgadas.	Ancho del rodillo, A , en pulgadas.	Diámetro del pasador, d , en pulgadas.	Espesor de la placa eslabón, a , en pulgadas.	Resistencia última mínima en libras.
25	1/4	0.130	1/8	0.0905	0.030	780
35	3/8	0.200	3/16	0.141	0.050	1760
41	1/2	0.306	1/4	0.141	0.050	1500
40	1/2	5/16	5/16	0.156	0.060	3125
50	5/8	0.400	3/8	0.200	0.080	4480
60	3/4	15/32	1/2	0.234	0.094	7030
80	1	5/8	5/8	0.312	0.125	12500
100	1 1/4	3/4	3/4	0.375	0.156	19530
120	1 1/2	7/8	1	0.437	0.187	28125
140	1 3/4	1	1	0.500	0.219	38280
160	2	1 1/8	1 1/4	0.562	0.250	50000
180	2 1/4	1 13/32	1 13/32	0.687	0.2811	63280
200	2 1/2	1 5/16	1 1/2	0.781	0.312	78125
240	3	1 7/8	1 7/8	0.937	0.375	112500

2.5.- RODAMIENTOS

Descripción

El elemento rotativo que puede emplearse en la fabricación del rodamiento, pueden ser: de bolas, de rodillos o de agujas.

En los rodamientos el movimiento rotativo, según el sentido del esfuerzo que soporta, pueden ser axiales, radiales y axiales-radiales.

Un rodamiento radial es el que soporta esfuerzos radiales, que son esfuerzos de dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje, como por ejemplo una rueda, es axial si soporta esfuerzos en la dirección de su eje, ejemplo en quicio, y axial-radial si los puede soportar en los dos, de forma alternativa o combinada.

La fabricación de los cojinetes de bolas o rodamientos es la que ocupa en tecnología un lugar muy especial, dados los procedimientos para conseguir la esfericidad perfecta de la bola. Los mayores fabricantes de ese tipo de rodamientos emplean el vacío para tal fin. El material es sometido a un tratamiento abrasivo en cámaras de vacío absoluto. El producto final es casi perfecto, también es atribuida la gravedad como efecto adverso.

Tipos de rodamientos

Cada clase de rodamientos muestra propiedades características, que dependen de su diseño y que lo hace más o menos apropiado para una aplicación dada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas así como cargas axiales pequeñas. Tienen baja fricción y pueden ser producidos con gran precisión. Por lo tanto, son preferidos para motores eléctricos de medio y pequeño tamaño. Los rodamientos de rodillos cilíndricos pueden soportar cargas radiales muy pesadas y son oscilantes, lo que les permite asumir flexiones del eje, entre dos rodamientos, que soportan un mismo eje. Estas propiedades los hacen muy populares para aplicaciones por ejemplo en ingeniería pesada, donde las cargas son fuertes, así como las deformaciones producidas por las cargas, en máquinas grandes es también habitual cierta desalineación entre apoyos de los rodamientos.



Fig. 2.5 tipos de rodamientos

Rodamientos rígidos de bolas

Son usados en una gran variedad de aplicaciones. Son fáciles de diseñar, no separables, capaces de operar en altas e incluso muy altas velocidades y requieren poca atención o mantenimiento en servicio. Estas características, unidas a su ventaja de precio, hacen a estos rodamientos los más populares de todos los rodamientos.

Rodamiento de una hilera de bolas con contacto angulas

El rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular tiene dispuestos sus caminos de rodadura de forma que la presión ejercida por las bolas es aplicada oblicuamente con respecto al eje. Como consecuencia de esta disposición, el rodamiento es especialmente apropiado para soportar no solamente cargas radiales, sino también grandes cargas axiales, debiendo montarse el mismo en contraposición con otro rodamiento que pueda recibir carga axial en sentido contrario.

Rodamiento de agujas

Son rodamientos con rodillos cilíndricos muy delgados y largos en relación con su menor diámetro. A pesar de su pequeña sección, estos rodamientos tienen una gran capacidad de carga y son eminentemente apropiados para las aplicaciones donde el espacio radial es limitado. Este tipo de rodamientos es comúnmente muy utilizado en los pedales para bicicletas.

Rodamiento de rodillos cónicos

El rodamiento de rodillos cónicos, debido a la posición oblicua de los rodillos y caminos de rodadura, es especialmente adecuado para resistir cargas radiales y axiales simultáneas. Para casos en que la carga axial es muy importante hay una serie de rodamientos cuyo ángulo es muy abierto. Este rodamiento debe montarse en oposición con otro rodamiento capaz de soportar los esfuerzos axiales en sentido contrario. El rodamiento es desmontable; el aro interior con sus rodillos y el aro exterior se montan cada uno separadamente. Son los de mayor aplicación.

Rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje

Son apropiados para aplicaciones que deben soportar pesadas cargas axiales. Además, son insensibles a los choques, son fuertes y requieren poco espacio axial. Son rodamientos de una sola dirección y solamente pueden aceptar cargas axiales en una dirección. Su uso principal es en aplicaciones donde la capacidad de carga de los rodamientos de bolas de empuje es inadecuada. Tienen diversos usos industriales, y su extracción es segura y así de manera rápida y sencilla se pueden usar cualquier tipo y donde sean requeridos los rodamientos.

Rodamiento axiales de rodillos o rótula

El rodamiento axial de rodillos a rótula tiene una hilera de rodillos situados oblicuamente, los cuales, guiados por una pestaña del aro fijo al eje, giran sobre la superficie esférica del aro apoyado en el soporte. En consecuencia, el rodamiento posee una gran capacidad de carga y es de alineación automática. Debido a la especial ejecución de la superficie de

apoyo de los rodillos en la pestaña de guía, los rodillos giran separados de la pestaña por una fina capa de aceite. El rodamiento puede, por lo mismo, girar a una gran velocidad, aun soportando elevada carga. Contrariamente a los otros rodamientos axiales, éste puede resistir también cargas radiales.

Rodamiento de bolas a rotula

Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas que apoyan sobre un camino de rodadura esférico en el aro exterior, permitiendo desalineaciones angulares del eje respecto al soporte. Son utilizados en aplicaciones donde pueden producirse desalineaciones considerables, por ejemplo, por efecto de las dilataciones, de flexiones en el eje o por el modo de construcción. De esta forma, liberan dos grados de libertad correspondientes al giro del aro interior respecto a los dos ejes geométricos perpendiculares al eje del aro exterior.

Este tipo de rodamientos tienen menor fricción que otros tipos de rodamientos, por lo que se calientan menos en las mismas condiciones de carga y velocidad, siendo aptos para mayores velocidades.

Rodamiento de rodillos cilíndricos.

Un rodamiento de rodillos cilíndricos normalmente tiene una hilera de rodillos. Estos rodillos son guiados por pestañas de uno de los aros, mientras que el otro aro puede tener pestañas o no.

Según sea la disposición de las pestañas, hay varios tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos:

- Tipo NU: con dos pestañas en el aro exterior y sin pestañas en el aro interior. Sólo admiten cargas radiales, son desmontables y permiten desplazamientos axiales relativos del alojamiento y eje en ambos sentidos.
- Tipo N: con dos pestañas en el aro interior y sin pestañas en el aro exterior. Sus características similares al anterior tipo.
- Tipo NJ: con dos pestañas en el aro exterior y una pestaña en el aro interior. Puede utilizarse para la fijación axial del eje en un sentido.
- Tipo NUP: con dos pestañas integrales en el aro exterior y con una pestaña integral y dos pestañas en el aro interior. Una de las pestañas del aro interior no es integral, es decir, es similar a una arandela para permitir el montaje y el desmontaje. Se utilizan para fijar axialmente un eje en ambos sentidos.

Los rodamientos de rodillos son más rígidos que los de bolas y se utilizan para cargas pesadas y ejes de gran diámetro.

Rodamiento de rodillo a rotula

El rodamiento de rodillos a rótula tiene dos hileras de rodillos con camino esférico común en el aro exterior siendo, por lo tanto, de alineación automática. El número y tamaño de sus rodillos le dan una capacidad de carga muy grande. La mayoría de las series puede soportar no solamente fuertes cargas radiales sino también cargas axiales considerables

en ambas direcciones. Pueden ser reemplazados por rodamientos de la misma designación que se dará por medio de letras y números según corresponda a la normalización determinada.

Rodamiento axial de bolas de simple efecto

El rodamiento axial de bolas de simple efecto consta de una hilera de bolas entre dos aros, uno de los cuales, el aro fijo al eje, es de asiento plano, mientras que el otro, el aro apoyado en el soporte, puede tener asiento plano o esférico. En este último caso, el rodamiento se apoya en una contra placa. Los rodamientos con asiento plano deberían, sin duda, preferirse para la mayoría de las aplicaciones, pero los de asiento esférico son muy útiles en ciertos casos, para compensar pequeñas inexactitudes de fabricación de los soportes. El rodamiento está destinado a resistir solamente carga axial en una dirección.

2.5.1.- COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO.

Cojinetes de contacto giratorio son elementos que utilizan bolas o algún tipo de rodamiento entre las piezas fijas y móviles. El tipo más común de cojinete soporta una flecha giratoria, que resiste cargas radiales simples o una combinación de cargas radiales y axiales o de empuje.

Los componentes de un cojinete de contacto giratorio se muestran en la siguiente figura:

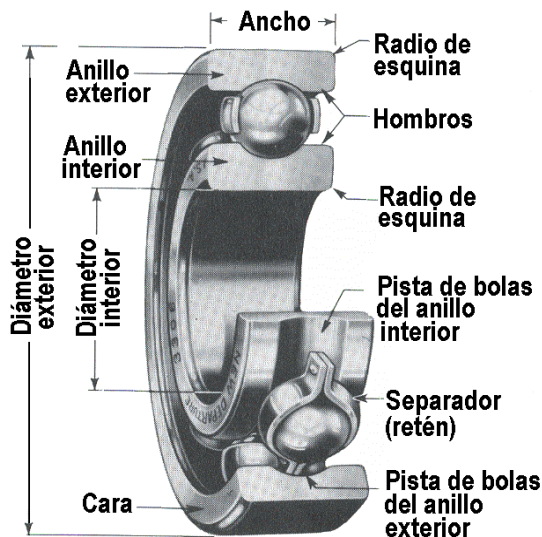


Fig. 2.5.1. Cojinete de contacto rotatorio

Por lo regular, la pista de rodamientos externa es fija y se sostiene mediante la carcasa de la máquina. La pista de rodamientos interna es presionada contra la flecha giratoria y por lo tanto gira junto con ésta. La trayectoria de la carga es a partir de la flecha, hacia la pista de rodamientos interna, hacia las bolas, hacia la pista externa, y, por último, hacia la carcasa.

El coeficiente de fricción típico para un cojinete de contacto giratorio está entre 0.001 y 0.005 aproximadamente.

2.5.2.- MATERIALES PARA COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO.

La gran mayoría de los cojinetes de bolas modernos están fabricados de acero AISI 5210 endurecido a un alto grado, ya sea en su masa o superficialmente. Esta aleación de acero al cromo se puede endurecer en su masa hasta HRC 61-65. A menudo los cojinetes de rodillos se fabrican de aleaciones de acero AISI 3310, 4620 y 8620 cementado.

2.5.3.- TIPOS DE COJINETES DE ELEMENTOS ROTATORIOS

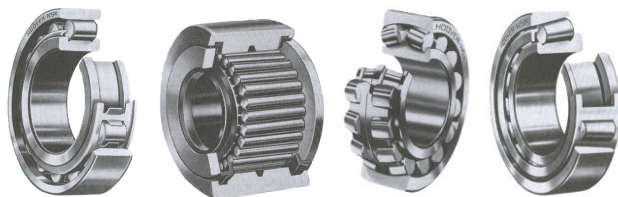
Los cojinetes de elementos rotatorios se agrupan en dos categorías generales:

- 1).- Cojinetes de bolas
- 2).- Cojinetes de rodillos

A continuación se muestran algunos rodamientos típicos de bolas y rodillos:



(a). (b). (c).



(d)

(e)

(f)

g) Fig. 2.5.3 Tipos de cojinetes de elementos rotatorios

Figura 3.4. Las figuras anteriores representan lo siguiente:

Figura (a).- Rodamiento de bolas de una sola fila con ranura profunda.

Figura (b).- Rodamiento de bolas con dos filas.

Figura (c).- Rodamiento de bolas con contacto angular.

Figura (d).- Rodamiento de rodillos cilíndricos.

Figura (e).- Rodamiento de agujas.

Figura (f).- Rodamiento de rodillos esféricos.

Figura (g).- Rodamientos de rodillos cónicos.

Aunque existe una gran variedad de rodamientos, solo consideraremos los que se indican en la tabla (2.5.3) que se da a continuación:

Tabla 2.5.3. Comparación de tipo de cojinetes.

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única, ranura profunda	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable	Excelente
Rodamiento cónico	Excelente	Buena	Pobre

Cargas radiales (F_r).- Son aquellas que actúan hacia el centro del cojinete a lo largo de un radio.

Cargas axiales o de empuje (F_a).- Son aquellas que actúan paralelas al eje de la flecha.

Desalineación.- Es la desviación angular del eje de la flecha en el cojinete a partir del eje verdadero del propio cojinete. Un cojinete con una especificación satisfactoria es susceptible de soportar hasta 0.15° , en tanto que una especificación pobre indica que se necesitan flechas rígidas con menos de 0.05° de desalineación.

2.5.4. RELACIÓN ENTRE CARGA Y VIDA ÚTIL.

Aunque los cojinetes se fabrican de aceros muy resistentes, tienen una vida útil limitada y en algún momento presentarán fallas por fatiga debido al elevado esfuerzo por contacto a que están sometidos. Sin embargo, entre más ligera sea la carga más prolongada será su vida útil y viceversa. La relación entre la carga P y la vida útil L , para cojinetes de contacto giratorio se determina mediante la expresión

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^k \quad \text{Ec.2.5.4}$$

$$k = \begin{cases} 3 & \text{para cojinetes de bolas} \\ \frac{10}{3} & \text{para cojinetes de rodillos} \end{cases}$$

2.5.5.- INFORMACIÓN DE LOS FABRICANTES DE RODAMIENTOS.

Para seleccionar un cojinete de contacto rotatorio en el catálogo de un fabricante, se debe considerar la capacidad para soportar carga y la geometría que tienen. En los catálogos se disponen de varios tipos tales como extra ligeros, ligeros, medios y pesados.

Casi todos los cojinetes se fabrican en unidades métricas; por lo general el número del cojinete indica el tipo y el tamaño del diámetro interno. Muchos fabricantes emplean la serie 100 para los extra ligeros, 200 para el ligero, 300 para el medio y 400 para tipos de trabajo pesado.

Los datos que se requieren para el diseño de un cojinete son:

- a).- Una especificación básica de carga dinámica C .
- b).- Una especificación básica de carga estática C_o .

La especificación básica de carga estática C_o , es la carga que el cojinete es capaz de soportar sin deformación permanente de ningún componente.

La especificación básica de carga dinámica C , se define como la carga a la que pueden someterse los cojinetes mientras cumplan una vida útil especificada (L_{10}) de un millón de revoluciones.

La carga dinámica C que se necesita para una carga y una vida útil de diseño específicas será

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \text{ Ecu. 2.5.5.a}$$

L_d = vida útil de diseño

P_d = carga de diseño

Para una vida útil de diseño especificada en horas (h) y una velocidad de giro (rpm) conocida, el número de revoluciones del diseño para el cojinete será

$$L_d = (h)(rpm)(60 \text{ min/ h}) \quad \text{EC.2.5.5.b}$$

2.5.6.- SELECCIÓN DE COJINETES DE BOLAS (SOLO CARGAS RADIALES).

Por lo general, el cojinete se selecciona una vez que el diseño de la flecha ha avanzado hasta el punto en el que se ha calculado el diámetro mínimo que se requiere para la flecha. A partir de lo anterior se procede como sigue:

1.- Especificar la carga de diseño P_d o equivalente en el cojinete. El método para calcular la carga equivalente cuando solo se aplica una carga radial F_r , toma en cuenta cuál de las dos pistas de bolas (externa o interna) es la que gira. Esto es

$$P_d = B * F_r \text{ Ecu. 2.4.6.a}$$

En donde B= factor de rotación

$$B = \begin{cases} 1.2 & \text{si la pista exterior es la que gira} \\ 1 & \text{si la pista interior es la que gira} \end{cases}$$

2.- Determinar el diámetro mínimo aceptable de la flecha que limitará el diámetro interno del cojinete.

3.- Especificar la vida de diseño requerida

4.- Calcular la especificación básica de carga dinámica que se requiere C , a partir de la siguiente expresión:

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \text{ Ecu. 2.4.6. b}$$

5.- Identifique un conjunto de cojinetes potenciales que tengan las especificaciones básicas de carga dinámica que se requieren (Tablas de fabricantes).

6.- Seleccione el cojinete que tenga la geometría más conveniente, considerando también el costo y la disponibilidad.

7.- Determine las condiciones de montaje como diámetro del asiento en la flecha y tolerancias, medios para ubicar axialmente el cojinete y necesidades especiales como sellos o guardas.

2.5.7.- SELECCIÓN DE COJINETES DE BOLAS CON CARGAS COMBINADAS (RADIAL Y DE EMPUJE).

Cuando se ejercen cargas combinadas sobre un cojinete, la carga equivalente es la carga radial constante que generaría la misma vida útil especificada para el cojinete que la carga combinada. El método para calcular la carga equivalente P , para tales casos se presenta en el catálogo del fabricante y adopta la forma

$$P = BXF_r + YF_a \quad \text{Ec. 2.5.7.a}$$

Dónde:

P = carga equivalente

B = Factor de rotación

F_r = carga radial aplicada

F_a = carga axial o de empuje aplicada

X = factor radial

Y = factor de empuje

Los valores de X y Y varían en función del diseño específico del cojinete y de la magnitud de la carga radial. Para cargas de empuje relativamente pequeñas, $X=1$ y $Y=0$, por lo que la ecuación de la carga equivalente se reduce a $P_d = B * F_r$, para cargas radiales puras.

Para indicar la carga de empuje límite, como en este caso, los fabricantes indican un factor al que llaman e . Si la relación $F_a / F_r > e$, para el cálculo de P se debe utilizar la relación $P = BXF_r + YF_a$. Si $F_a / F_r \leq e$, la ecuación a usar es $P = B * F_r$.

Si a un cojinete se le aplica una carga de empuje significativa junto con una gran carga radial, se recomienda realizar la siguiente metodología:

1.- Suponer una carga de diseño P_d mayor que F_r o F_a y determinar la especificación de carga dinámica mediante la expresión

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad \text{Ecu. 2.5.7. b}$$

2.- Seleccione un cojinete potencial que tenga un valor de C cuando menos igual al valor que se requiere.

3.- Calcule C_o para el cojinete seleccionado.

4.- Determine e a partir de la tabla (2.5.7).

5.- Si $F_a / F_r > e$, calcule entonces X y Y a partir de la tabla (2.5.7).

6.- Determinar $P = BXF_r + YF_a$; $P = P_d$

7.- Si $F_a / F_r \leq e$, utilizar la expresión $P = VF_r$ para calcular P y proceda igual que lo haría para una carga radial simple.

8.- Con la P_d calculada en el paso 6 se calcula nuevamente el valor de C . Si este valor es menor o igual que el correspondiente al cojinete seleccionado en el paso 2 el diseño queda terminado. En caso contrario debemos repetir los pasos 2, 3, 4, 5, 6,7 y 8 hasta que la C obtenida sea menor o igual que la del rodamiento seleccionado.

Tabla 2.5.7 factores de los cojinetes.

		$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
F_a / C_o	e	X	Y	X	Y
0.014	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.170	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.280	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.420	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.560	0.44	1.00	0	0.56	1.00

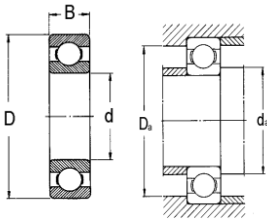


Fig. 2.5.7 diagrama de cojinetes

Tabla 2.5.7 catálogo de rodamientos de bolas SKF

número de cojinete	d Mm	D mm	Ancho B Mm	Flecha d_a Mm	Carcasa D_a mm	Masa cojinete Kg	del C KN	C_o KN
6200	10	30	9	12.50	27.00	0.032	5.07	2.36
6201	12	32	10	14.50	28.00	0.037	6.89	3.10
6202	15	35	11	17.50	31.00	0.045	7.80	3.75
6203	17	40	12	19.50	34.00	0.065	9.56	4.75
6204	20	47	14	25.00	41.00	0.110	12.70	6.55
6205	25	52	15	30.00	47.00	0.130	14.00	6.95
6206	30	62	16	35.00	55.00	0.200	19.50	11.20
6207	35	72	17	41.00	65.00	0.290	25.50	15.30
6208	40	80	18	46.00	72.00	0.370	30.70	19.00
6209	45	85	19	52.00	77.00	0.410	33.20	21.60
6210	50	90	20	56.00	82.00	0.460	35.10	23.20
6211	55	100	21	63.00	90.00	0.610	43.60	29.00
6212	60	110	22	70.00	99.00	0.780	47.50	32.50
6213	65	120	23	74.00	109.00	0.990	55.90	40.50
6214	70	125	24	79.00	114.00	1.050	60.50	45.00
6215	75	130	25	86.00	119.00	1.200	66.30	49.00
6216	80	140	26	93.00	127.00	1.400	70.20	55.00
6217	85	150	28	99.00	136.00	1.800	83.20	64.00
6218	90	160	30	104.00	146.00	2.150	95.60	73.50
6219	95	170	32	110.00	156.00	2.600	108.00	81.50
6220	100	180	34	112.00	168.00	3.150	124.00	93.00
6221	105	190	36	117.00	178.00	3.700	133.00	104.00
6222	110	200	38	122.00	188.00	4.350	143.00	118.00
6224	120	215	40	132.00	203.00	5.150	146.00	118.00
6226	130	230	40	144.00	216.00	5.800	156.00	132.00
6228	140	250	42	154.00	236.00	7.450	165.00	150.00
6230	150	270	45	164.00	256.00	9.400	174.00	166.00
6232	160	290	48	174.00	276.50	14.500	186.00	186.00
6234	170	310	52	187.00	293.00	17.500	212.00	224.00
6236	180	320	52	197.00	303.00	18.500	229.00	240.00
6238	190	340	55	207.00	323.00	23.000	255.00	280.00
6240	200	360	58	217.00	343.00	28.000	270.00	310.00

2.5.8.- SELECCIÓN DE COJINETES DE RODILLOS CÓNICOS.

En la siguiente figura podemos observar algunos aspectos importantes en el montaje de un par de cojinetes de rodillos cónicos, así como su respectiva nomenclatura.

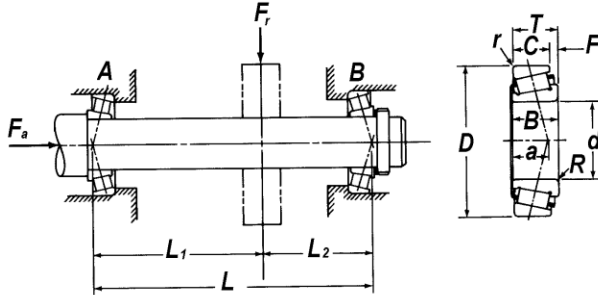


Figura 2.5.8 Montaje de rodillos cónicos.

F_a = Carga axial o de empuje.

F_{rA} = Carga radial en el cojinete A.

F_{rB} = Carga radial en el cojinete B.

T = Ancho del cojinete.

D = Diámetro exterior.

d = Diámetro interior.

C = Ancho de la copa.

F = Resalto.

B = Ancho del cono.

r = Radio de borde en la contracara de la copa.

R = Radio de borde en la contracara del cono.

La Anti-Fricción Bearing Manufacturers (AFBMA) sugiere el método siguiente para calcular cargas equivalentes en cojinetes de rodillos:

$$P_A = 0.4F_{rA} + 0.5\left(\frac{Y_A}{Y_B}\right)F_{rB} + Y_A T_A \text{ Ecu. 2.5.8. a}$$

$$P_B = F_{rB} \text{ Ecu. 2.5.8.b}$$

Dónde:

P_A = Carga radial equivalente en el cojinete A.

P_B = Carga radial equivalente en el cojinete B.

$T_A = F_a$ = carga de empuje en el cojinete A.

Y_A = Factor de empuje para el cojinete A.

Y_B = Factor de empuje para el cojinete B.

Al utilizar las ecuaciones anteriores para cargas equivalentes debemos observar la siguiente recomendación:

Si $P_A < F_{rA}$ entonces $P_A = P_{rA}$ Ecu. 2.5.8.c

Y $P_B = 0.4F_{rB} + 0.5\left(\frac{Y_B}{Y_A}\right)F_{rA} - Y_B T_A$ Ecu. 2.5.8.d

Se determina la especificación en cuanto a carga dinámica mediante las ecuaciones

$$C_A = P_A \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \text{ Ecu. 2.5.8.e}$$

$$C_B = P_B \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \text{ Ecu. 2.5.8.f}$$

En la siguiente tabla se muestra un conjunto abreviado de datos provenientes de un catálogo de rodamientos cónicos para ilustrar el método para determinar las cargas equivalentes.

Tabla 2.5.8.A datos para la elección de rodamientos cónicos

Diámetro interno, d (pul)	Diámetro externo, D (pul)	Espesor r_o ancho T (pul)	a	Factor de empuje, Y	Especificación básica de carga dinámica, C (lb)
1.000	2.500	0.8125	0.583	1.71	8,370
1.500	3.000	0.9375	0.690	1.98	12,800
1.750	4.000	1.2500	0.970	1.50	21,400
2.000	4.375	1.5000	0.975	2.02	26,200
2.500	5.000	1.4375	1.100	1.65	29,300
3.000	6.000	1.6250	1.320	1.47	39,700
3.500	6.375	1.8750	1.430	1.76	47,700

Tabla2.5.8.B Duración recomendada para rodamientos

Aplicación	Duración de diseño L ₁₀ ,h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventilador industrial, transición de usos múltiples	8000-15 00
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinas industriales en general	20 000-30 000
Bomba y compresor	40 000-60 000
Equipo eléctrico en funcionamiento las 24 horas.	100 000-200 000

2.6. CEPILLOS CILÍNDRICOS

- Descripción y uso de los cepillos cilíndricos
- Limpieza viaria y de interiores
- Limpieza de cintas transportadoras (mallas y bandas metálicas, caucho, textiles, polietileno.etc.)
- Aplicación de líquidos sobre productos, moldes, alimentos, bandas, rodillos de imprenta,etc.
- Bruñido de metales
- Desbarbado de piezas mecanizadas
- Alimentadores de papel, cartón, plástico.etc.
- Desgaste y rozado de telas. Acabado de ropa vaquera (Blue Jeans).
- Limpieza de bandejas lisas u onduladas para obradores
- Limpieza de cribas y filtros, por ejemplo en depuradoras
- Limpieza de moldes de preformados de hormigón
- Encapsuladoras
- Lijado de madera
- Flexo grafía
- Etc.

En cualquier sector puede haber o tener aplicación este tipo de cepillo técnico cilíndrico.

2.6.1 TIPOS DE CEPILLOS CILÍNDRICOS

Cepillos cilíndricos.

Los cepillos Cilíndricos o Rodillos son útiles para la limpieza de todo tipo de superficies exteriores planas y curvas así como la limpieza final de productos terminados antes de su empaque final.

Las principales aplicaciones para este tipo de cepillos son de limpieza y/o lavado de bandas transportadoras, frutas y verduras, lamina en rollo, vidrio, calles de concreto, pisos pintados, lavado de autobuses y camiones, entre otros. Si aún no tiene su diseño nosotros lo asesoramos para ofrecerle la mejor solución a sus necesidades. Este tipo de cepillos se puede aplicar a trabajos automáticos, semi-automáticos y robóticos.

Cepillos cilíndricos tipo Insertado (Brocha)

Por lo general los cepillos cilíndricos suelen ser de base plástica como cuerpo del cepillo, adaptadores en las puntas para su sujeción, atraque y tracción. En este tipo de cepillos la base se encuentra taladrada con un número determinado de barrenos donde se depositara el filamento por medio de una grapa. La cantidad de barrenos son los que nos determinan la densidad del cepillo.

Podemos fabricar cepillos cilíndricos con cerdas o filamentos de origen natural como, Lechuguilla, Palmira, Cerda Caballar mixta, Ixtle (Fibra Tampico), Cerda Caballar negra. Además contamos con filamentos sintéticos como, polietileno, nylon abrasivo poliéster, nylon, polipropileno. Contamos con la opción hacer mezclas de filamentos en cualquier proporción.

Este tipo de cepillos son los óptimos para poder recuperar sus bases y ponerles filamento nuevo y así tener un ahorro significativo ya que el cepillo queda como uno original.

Penemos la opción que en algún tipo de cepillo cilíndrico se pueden armar en secciones o bloques que se unen entre sí para dar el largo deseado del cepillo. La gran ventaja de estos cepillos es que por lo general se desgasta la parte central del cepillo y por lo tanto únicamente se cambian los cepillos de esa zona reduciendo costos de mantenimiento.

Cepillos cilíndricos tipo Espiral (Gusano)

Este tipo de cepillos su forma de fabricación es por medio de un sistema que consta de un espiral metálico formando un Gusano que en su interior se fija la cerda del cepillo. Este cepillo se enrollada a lo largo de un tubo metálico.

Este tipo de cepillos se usa en procesos como encerado y lavado de frutas y verduras, cepillos donde se requiere alta densidad de filamento, en cepillos centrales de barredoras, cepillos limpia cadenas en líneas de producción, etc.



Fig. 2.6.1 cepillos de Nylon

2.7.- SELECCIÓN DEL CEPILLO

La elección del cepillo depende en gran medida del tipo de acabado que se desea obtener (fino, basto, etc.), y del tipo de material a cepillar (acero, aluminio, madera, etc.). Además, en el caso de los cepillos accionados por máquina, es necesario conocer las características de la máquina en la que se va a fijar el cepillo:

- Diámetro máximo permitido
- Velocidad de giro (R.P.M.).
- Características del eje (diámetro o tipo de rosca: M14, W5/8"-11, etc.).

2.7.1.- TIPOS DE ALAMBRE

Salientes de púa:

- Un saliente de púa largo da como resultado un cepillo flexible, obteniéndose un efecto uniforme, incluso en superficies irregulares.
- Un menor saliente de púa da como resultado una mayor capacidad de arranque.
- Alambre Ondulado, Trenzado y Nylon
- Los cepillos ondulados, por su mayor flexibilidad, son apropiados para trabajar sobre superficies irregulares y ofrecen un acabado más regular y fino.
- Por su parte, el alambre trenzado o retorcido, confiere al cepillo mayor duración y gran capacidad de arranque, pero un acabado más basto.
- Los cepillos de Nylon tienen la flexibilidad del Acero Ondulado y además ofrece un acabado más fino.

2.7.2.- CARACTERÍSTICAS DE NYLON

El diámetro del alambre incide en el tipo de acabado que se obtiene:

- Cuanto más grueso es el alambre, más basto es el cepillado y mayor el arranque.
- Un alambre fino ofrece un acabado suave.
- Cuanto mayor es el número del grano de nylon, el acabado es más fino.
- Nylon Cilindro Pinceles

De nylon reforzado con cepillos cilíndricos se utilizan comúnmente en muchas aplicaciones para el lavado, quitar el polvo, y la limpieza transportan objetos o cintas transportadoras. Algunas aplicaciones comunes incluyen productos de panadería y alimentos transportadores, procesos de recubrimiento, aserraderos, bloques y ladrillos de fabricación y otras aplicaciones de limpieza de cinta transportadora. Cepillos de nylon cilíndricos ofrecen las siguientes características en la mayoría de las aplicaciones: excelente resistencia a la fatiga, buena resistencia a la abrasión, de baja a moderada absorción de agua (3 % al 9 %), una excelente tasa de recuperación de curvatura, la resistencia a los disolventes más comunes, y de idoneidad para el uso en ácidos débiles.

2.7. TRANSPORTADORES DE TORNILLO SINFÍN

El tornillo sin fin (ver figura 3.5) es uno de los aparatos más antiguos para transportar materiales que conoce la humanidad, el diseño original data de hace más de 2000 años. Desde que el transportador de tornillo sin fin apareció su uso se enfocó en instalaciones para regadío, transportes de granos, polvos finos y otros.

A través de los tiempos, ha venido a ocupar un lugar muy importante en el área de transporte y manipulación de materiales. Hoy en día, la tecnología moderna ha hecho del transportador de tornillo sin fin uno de los métodos más eficaces y baratos para el movimiento continuo de materiales al granel a cortas distancias.

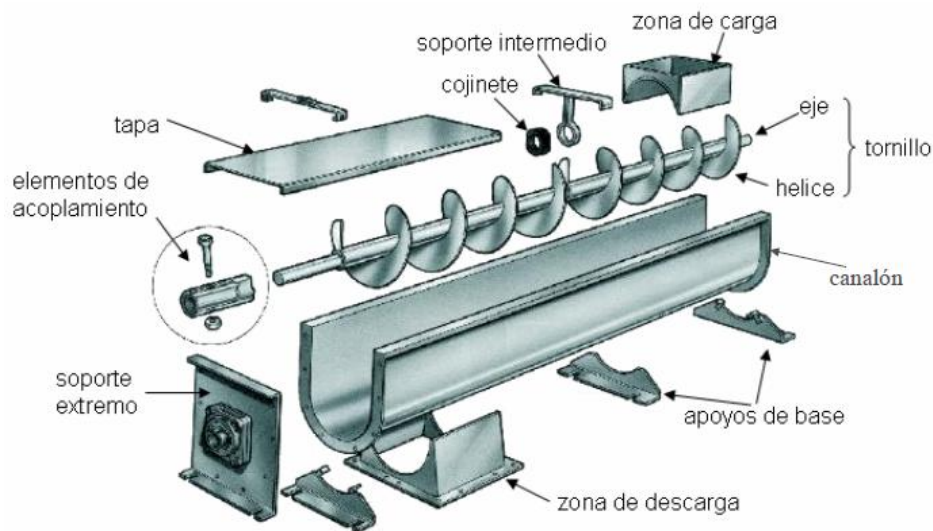


Figura 2.8. Transportador de tornillo sin fin y su partes

2.8.1 CLASIFICACIÓN

Los transportadores de tornillo sin fin se clasifican según el paso en:

Transportadores de paso estándar

Estos transportadores tienen un paso igual al diámetro (ver figura 3.6a), y se les denomina estándares, se utiliza para todas las aplicaciones comunes de transporte continuo de materiales al granel.

Transportadores de paso cortó

Los transportadores helicoidales de paso corto son de construcción regular (estándar) excepto que el paso de los helicoidales está reducido a $2/3$ del diámetro del sin fin (ver figura 3.6b). Se recomienda para uso en transportadores inclinados con inclinaciones de 20° o más.

Transportadores de paso medio

Son similares a los de paso corto excepto que el paso es reducido a $1/2$ del diámetro del sin fin (ver figura 3.6c). Son utilizados en aplicaciones inclinadas, alimentadores y cuando se conduzcan materiales extremadamente fluidos.

Transportadores de paso largo

En este caso el paso es de $1 - 1/2$ veces el diámetro (ver figura 3.6d), y son usados para agitar materiales fluidos o para mover materiales de flujo muy libre.

Transportadores de paso variable

Estos transportadores consisten de helicoidales sencillos subsiguientes o en grupos que incrementan el paso (ver figura 3.6e). Se utilizan como alimentadores de helicoidales para mover uniformemente materiales de flujo libre a través de toda la longitud de la abertura de entrada o alimentación.

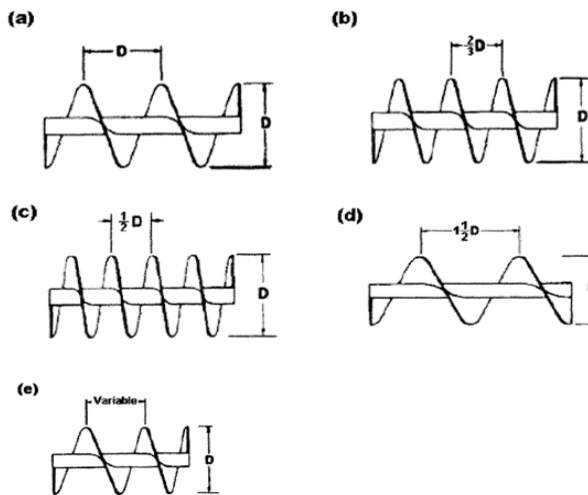


Figura 2.8.1.A Clasificación de los sin fines por el paso

- a) Sin fin de paso estándar
- b) Sin fin de paso corto
- c) Sin fin de paso medio
- d) Sin fin de paso largo
- e) Sin fin de paso variable

Los transportadores de tornillosin fin se clasifican también según el tipo o forma del helicoide o espiras en:

Transportadores de espiras estandares.

Estos transportadores tienen espiras completas y solidas (ver figura 2.8.1.A.a), y se les denomina estandares, se utiliza para todas las aplicaciones convencionales de transporte continuo de materiales al granel.

Transportadores de espiras recortadas.

En este caso, en el borde exterior de los espirales es recortada una sección a intervalos regulares (ver figura 2.8.1.A.b) . permitiendo una acción adicional de mezcla y agitación en tránsito del material que se transporta. Es útil para transportar materiales que tienden a compactarse y formar terrones , los cuales son destruidos por estos bordes cortantes.

Transportadores de espiras recortadas y dobladas.

Similar al caso anterior, con la diferencia de que las secciones recortadas no son extraídas de los espirales, sino que son dobladas a 90 grados hacia el lado de giro del transportador (ver figura 2.8.1.A.c). obteniendo un efecto así de retardo de flujo y mezcla en tránsito del material transportado, es útil para el calentamiento, enfriamiento o aireación de sustancias ligeras.

Transportadores de cinta.

Los transportadores de cinta (ver figura 2.8.1.A.d), son excelentes para transportar materiales pegajosos y viscosos. El espacio bierto entre el borde interior del espiral y el tubo, evita la acumulación del material conducido.

Transportadores de espiras con paletas.

Son transportadores helicoidales estándar pero llevan paletas ajustables unidas al tubo y distribuidas siguiendo una trayectoria helicoidal opuesta a la del sinfín a lo largo del tubo del sin fin (ver figura 2.8.1.A.e). Lo que proporciona al material transportado una suave y completa mezcla.

Transportador de paletas.

Son transportadores que solo están formados de paletas ajustables unidas al tubo y distribuidas siguiendo una trayectoria helicoidal, cuyo paso es como se requiera (ver figura 2.8.2.A.f). Permiten dar una completa acción de mezcla y un flujo controlado a materiales granulares y finos.

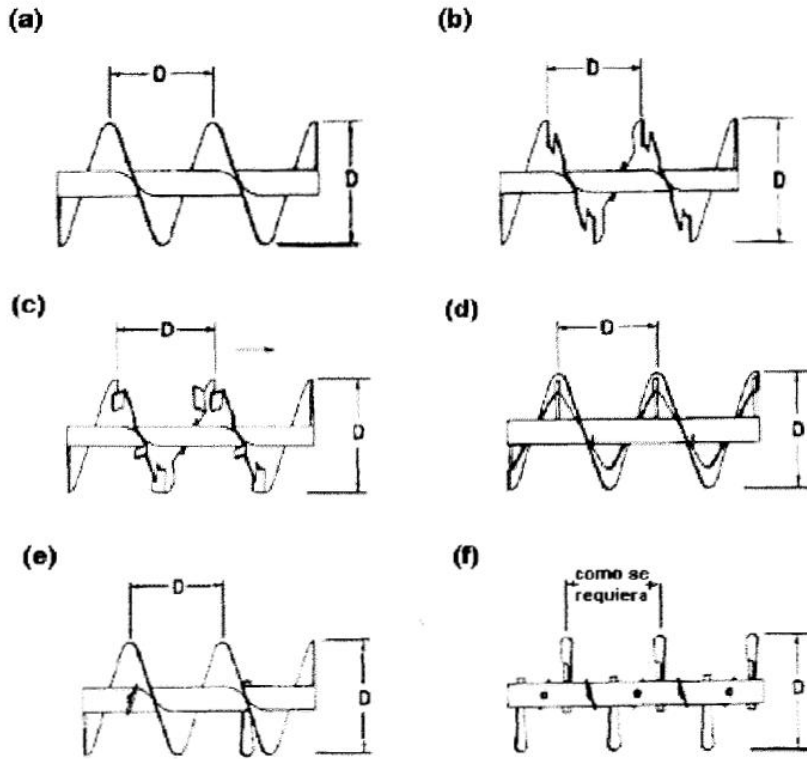


Figura 2.7.1.B clasificación de los sinfines de acuerdo al tipo de helicoides.

- a) Sinfin con espiras estandares
- b) Sinfin con espiras recortadas
- c) Sinfin con espiras recortadas y dobladas
- d) Sinfin de cinta
- e) Sinfin estandar con paletas
- f) Sinfín de paletas

CAPÍTULO 3. CALCULO DEL SISTEMA

3.1 DISEÑO PROPUESTO

Transportador sinfín.



Fig. 3.1 Diseño propuesto de Transportador sinfín.

3.2. OBJETO Y DESCRIPCIÓN

En este apartado se van a recoger todas las características del tornillo sinfín transportador y el cálculo de todos los componentes que requiere para su funcionamiento dicha máquina.

El transportador sinfín se encarga del transporte y elevación de la caña desde la parte inferior del corte hasta su paso por los cepillos, para el siguiente sistema o proceso.

Para el cálculo del tornillo sinfín o transportador se tomara el modelo de paso variable ya que el material a transportar lo amerita y por la configuración de las hélices respecto a la caña que se manejara de manera vertical

3.3 SELECCIÓN DE CADENA Y CATARINA

Partiendo de la premisa que el total de cañas, dada por la geometría del transportador, sería la carga a transmitir mediante la cadena. Tomando como referencia una cadena número 40 con un paso de ½ pulgada lo que es equivalente a $P=0.0127$ m una resistencia promedio a la tensión de 3700 lb.

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2(0.9215)}{0.0127} + \frac{30 + 30}{2} + \frac{(0)^2}{4\pi^2 CP}$$

$$\frac{L}{p} = 145.1181 + 30$$

$$\therefore L = 2.224 \text{ m}$$

Ahora proseguimos al cálculo de la potencia de la cadena.

$$h_{ps} = K_s N_s^{1.08} n^{0.9} P^{(3-0.07p)}$$

$$K_s = 0.004$$

$$h_{ps} = (0.004)(30)^{1.08} (400)^{0.9} \left(\frac{1}{2}\right)^{(3-0.07(1/2))}$$

$$h_{ps} = 4.4325 \text{ hp}$$

$$K_2 = 1.2$$

$$H_{real} = \frac{k_2 H_{ps}}{k_a}$$

$$H_{real} = \frac{(1.7)4.4325 \text{ hp}}{1.2}$$

$$H_{real} = 6.28 \text{ hp}$$

Con estos datos podemos calcular el diámetro de la Catarina ($D_{cat.}$), no obstante teniendo un número de dientes mínimo de 17 y un máximo de 120, se decidió por tomar un número de 30 dientes, por lo que a una velocidad de 400 rpm teniendo la longitud en centímetros de 921.5 cm lo cual nos da una distancia de 0.9215 m.

$$D = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{N_{die}}\right)}$$

$$D = \frac{0.0127}{\text{sen}\left(\frac{180}{30}\right)}$$

$$D = 12.15\text{cm}$$

3.3.1 DATOS TÉCNICOS DE LA CADENA Y CATARINA

Datos técnicos de la Catarina

peso	1.45 kg
paso	½ pulgada
diámetro	12.15 cm

Datos técnicos de la cadena (cadena estándar ANSI)

longitud	2.224 m
paso	½ in.
Diámetro máximo de los rodillos	5/16 in.
anchura	5/16 in.
Resistencia promedio al esfuerzo de tracción	3700 lb.

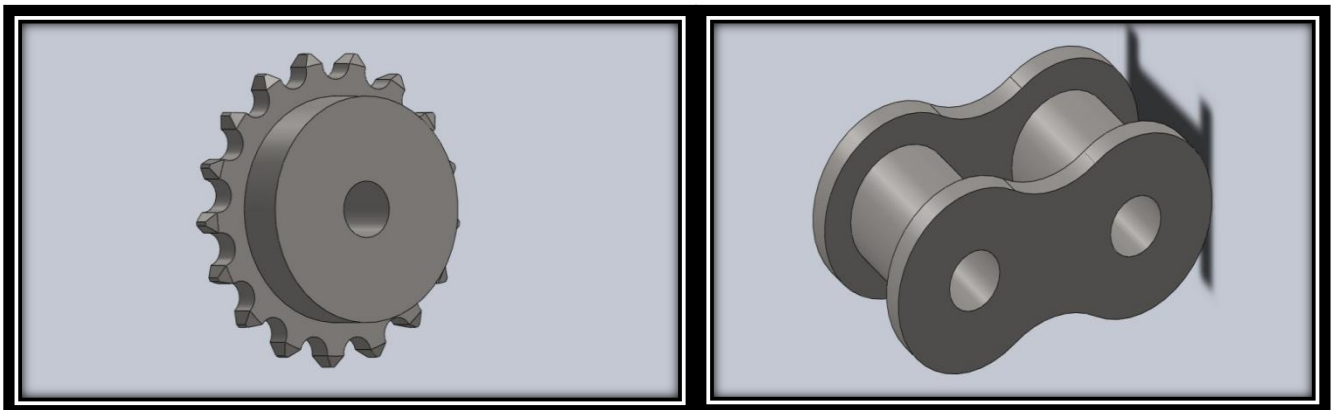


Figura 3.3.1 Catarina y cadena

3.4 CALCULO DEL TRANSPORTADOR SINFIN

Primer cálculo del eje

Por lo que se basara bajo los siguientes datos:

Longitud del eje = 2 m.

Paso = 6 cm. El diámetro de la caña

Material = AISI 1040 con sus módulos

$S_y = 290 \text{ MPa}$.

$E = 205 \text{ GPa}$.

$G = 80 \text{ GPa}$.

Coeficiente de Pois = 0.29

Por lo que se basara el cálculo respecto a esta teoría ya que se apega al tipo de carga y esfuerzo:

Teoría del esfuerzo cortante máximo (TECM).

Esta teoría expresa que la falla en una pieza sujeta a un estado multiaxial de esfuerzos, ocurrirá cuando el esfuerzo cortante máximo desarrollado en ella, iguale o exceda al esfuerzo cortante máximo correspondiente al momento de la falla en el ensayo de tensión simple, efectuado con una probeta del mismo material.

$$\tau_{m\acute{a}x} \geq \frac{S_y}{2} \text{ ----- } ()$$

Donde $T_{m\acute{a}x} = 290 \text{ MPa} / 2$

$T_{m\acute{a}x} = 145 \text{ MPa}$.

Por lo que para calcular el diámetro del eje tenemos que $\tau_{m\acute{a}x} = \frac{TC}{J}$

donde:

$$T = N * m$$

$$C = r \text{ (radio)}$$

$$J = 1/2 \pi r^4$$

$$\frac{J}{C} = \frac{T}{\tau}$$

$$\frac{J}{C} = \frac{366.1 \text{ N} * m}{145 \text{ MPa}}$$

$$\frac{0.5 * \pi * c^4}{C} = 2.5248^{-6}$$

$$C^3 = 1.073 \times 10^{-6}$$

$$C = 0.0117 \text{ mm.} = 1.17 \text{ Cm}$$

$$D = 2C = 2.34 \text{ cm}$$

Se tomara el diámetro más comercial $D = 2.54 \text{ Cm} = 1 \text{ Pul.}$

Segundo Cálculo del eje

Teniendo el diámetro tenemos las dimensiones del eje del transportador, por lo que minorar el efecto de deflexión se redimensiona el área del eje, haciendo un nuevo eje hueco.

Por lo que:

Área de 2.54 Cm (1 Pul)= 5.067 Cm²
y tomando como D2 = 5.08 (2 Pul.)

$$A_a = A_b$$

$$5.067 = \pi (C^2_2 - C^2_1)$$

$$C_1 = 0.866 \text{ pul.}$$

$$D_1 = 1.7 \text{ pul.}$$

Por lo que los diámetros quedarán de $D_2 = 2 \text{ pul.}$ Y $D_1 = 1.5 \text{ pul.}$ Diámetros comerciales

3.4.1 CÁLCULO DE PAR TORSOR.

Para ello tenemos que calcular la fuerza de cepillado, y suponiendo que el cepillo tendrá que vencer una fuerza igual a la de la caña tenemos:

$$F_c = W_c = \gamma v \quad \text{Ec. 4.1}$$

Dónde:

$$F_c = \text{fuerza que ejerce una caña (N)}$$

$$W = \text{peso de la caña (N)}$$

$$\gamma = 2000 \text{ peso específico de la caña (Kg/m}^3\text{)}$$

$$v = \text{volumen de la caña (m}^3\text{)}$$

Calculando el volumen de la caña para una longitud de 2 m ya que los 1.8 es la longitud con cogollo y en lo que es el cogollo hay como 30 cm que abarca la hoja de la caña

$$v = \left(\frac{\pi * 0.03^2}{4} \right) (2m) = 5.655 \times 10^{-3} m^3$$

Sustituyendo datos en la ecuación 4.1 tenemos:

$$F_c = (2000 \text{ kg/m}^3)(9.81)(5.655 \times 10^{-3} m^3) = 110.96 \text{ N/caña}$$

Ahora tomando en cuenta que el cepillo en toda su longitud está en contacto con 33 cañas podemos decir que:

$$F_c = (83.2 \text{ N/caña})(33 \text{ cañas}) = 3.661 \text{ kN}$$

Con estos datos podemos calcular ahora el par torsor con ayuda de la ecuación (3.3) Suponiendo los siguientes diámetros $D_1=10$ y $D_2=20$

$$T = F_c * r \text{ Ec. 3.3}$$

$$\therefore T = (3.661 \text{ KN})(0.1 \text{ m}) = 366.1 \text{ N} * \text{m}$$

3.4.2 CALCULO DE LAS REACCIONES.

Se considera una carga distribuida en todo el eje, pues en toda la longitud del cepillo se encuentra distribuido uniformemente el peso de las cañas en contacto.

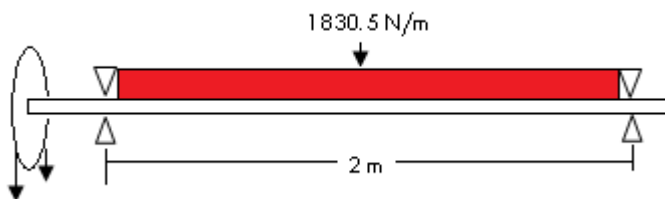
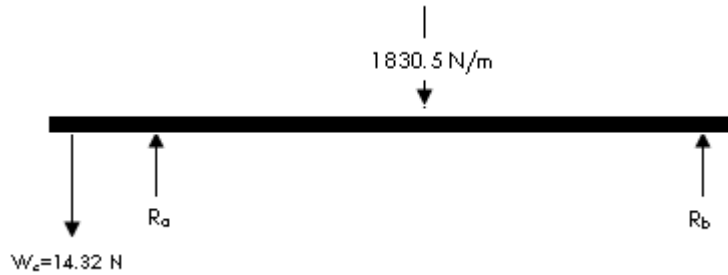


Fig. 3.4.2A Diagrama del transportador sinfin tomado en cuenta como una carga distribuida

Diagrama del cuerpo libre.



transportador sinfín

Fig. 3.4.2.B Diagrama del cuerpo libre de

Diámetro de la Catarina (D_c)

$$D_c = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)} = \frac{19.05}{\text{sen}\left(\frac{180}{17}\right)}$$

$$D_c = 103.67 \text{ mm}$$

$$\curvearrowright \sum M_A = 0$$

$$(.1m)(14.32N) - (.1m)(13.661 \text{ KN}) + (2 \text{ m})B_y = 0$$

$$\therefore B_y = 1.829 \text{ KN}$$

Aplicando sumatoria de fuerzas en la reacción A:

$$\sum F_y = 0$$

$$(-14.32N) + A_y - 3.661 \text{ KN} + 1.829 \text{ KN} = 0$$

$$A_y = 1.846 \text{ KN}$$

Diagrama del cortante:

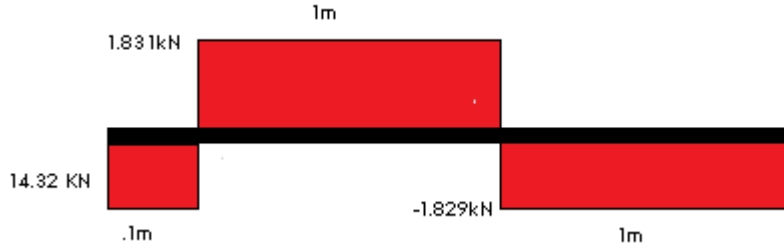


Fig. 3.4.2. CDiagrama de, cortante para transportador sinfín.

Diagrama del momento:

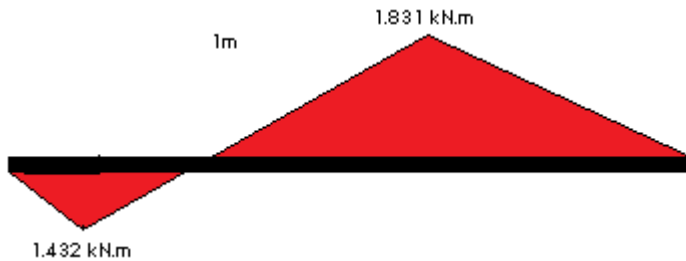


Fig.3.4.2.D. Diagrama del momento flexionante del transportador sinfín.

3.4.3 CALCULANDO EL DIÁMETRO DEL EJE DEL TRASPORTADOR SINFIN.

$$d = \left[\frac{16n_s}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ecu. 3.3.3}$$

$$D = \sqrt[3]{\left(\frac{16(3)}{\pi(290MPa)} \right)^2 \sqrt{4(1831^2) + 3(366.1^2)}} =$$

$$D = .05806 \text{ m}$$

$$\therefore D = 5.8 \text{ cm} \approx 2.5 \text{ pul}$$

Este es el primer diámetro propuesto a emplear para el diseño del eje.

Teniendo el diámetro tenemos las dimensiones del eje del transportador, por lo que minorar el efecto de deflexión se redimensiona el área del eje, haciendo un nuevo eje hueco. Por lo que:

$$A = \pi r^2$$

$$A = \pi(1.21\text{pul})^2$$

$$A = 4.9087 \text{ pul}^2$$

Tomando un diámetro mayor de 3 pul (D_2) para determinar el área de la parte hueca del eje

$$A_a = A_b$$

$$\therefore 4.9087 = \pi((1.5)^2 - C_1^2)$$

$$C_1^2 = (1.5)^2 - \frac{4.9087}{\pi}$$

$$C_1 = 0.83 \text{ pul}$$

$$\therefore D_2 = 3 \text{ pul}$$

$$\therefore D_1 = 0.83 \text{ pul} \approx \frac{3}{4} \text{ pul}$$

Por lo que estos serán los diámetros nominales del eje del transportador

A hora una vez obtenidos todos estos datos pasamos al cálculo de la potencia del eje del transportador sinfín.

Potencia del eje:
$$P = F \cdot V = \frac{T}{r} \cdot V = T \cdot \omega$$

$R=1.5 \text{ in } l=0.0318 \text{ m}$

$\omega=2\pi (400) =2.5133 \times 10^3 \text{ rad/s}$

$H_p=2\pi T n$

$T=366.1 \text{ N.m [1000km/1m]}$

$T=FV \therefore V= r \cdot \omega$

$$V = (0.03181)(2513.3) = 95.75 \frac{m}{s}$$

$$P = \frac{\pi T n}{30} (x10^{-6})$$

$$P = \frac{\pi(366.1)(400)}{30} (x10^{-6})$$

$P = 15.33 \text{ kw} \approx \text{potencia del transportador}$

3.4.4. DATOS TECNICOS DEL TRANSPORTADOR SINFIN

Con los datos obtenidos podemos especificar en una tabla las dimensiones del tornillo y sus componentes de acuerdo a las tablas incluidas en el anexo:

DATOS TÉCNICOS DEL TRANSPORTADOR SINFIN	
Material a transportar	Caña de azúcar en estado verde
Categoría	Agroindustrial
Peso específico	7.85 gramos por centímetro cúbico
Factor del material	4
Tipo de paso	Paso variable
Capacidad requerida	108.95 lb/h
Capacidad real	108.95 lb/h
Tipo de carga	Uniforme
Tipo de trabajo	Continuo
Paso del sinfín	6 pulgadas
Diámetro del sinfín	3 pulgadas
Velocidad requerida	1500 rpm
Potencia para mover el material (moví. horizontal)	0.32305 hp
Potencia requerida	0.467 hp
Potencia del motor seleccionado	0.5 hp
Longitud	86.6141 pulgadas.

Tabla.3.3.4.B DATOS TECNICOS DEL TRANSPORTADOR SINFÍN

DATOS DEL TRANSPORTADOR SINFÍN	
Tipo de volado	Estándar
Código del sinfín	112S616
Material del sinfín	ASTM A36
Espesor interior del volado	¼ calibre
Espesor exterior del volado	¼ calibre
Especificación del tubo	Cedula 40
Diámetro interior del tubo	¾ pulgadas
Diámetro exterior del tubo	3 pulgadas
Nº de perforaciones de acople por tramo	2
Perno de acople entre tramos	1/2 x 3 pulgadas
Longitud de tramo estándar	118 pulgadas
Nº de tramos	0
Longitud de tramo inicial	78.74 pulgadas
Longitud del tramo final	0
Longitud total del sinfín	78.74 pulgadas
Nº total de pernos de acople	4
Peso total del sinfín	27676.99 gramos

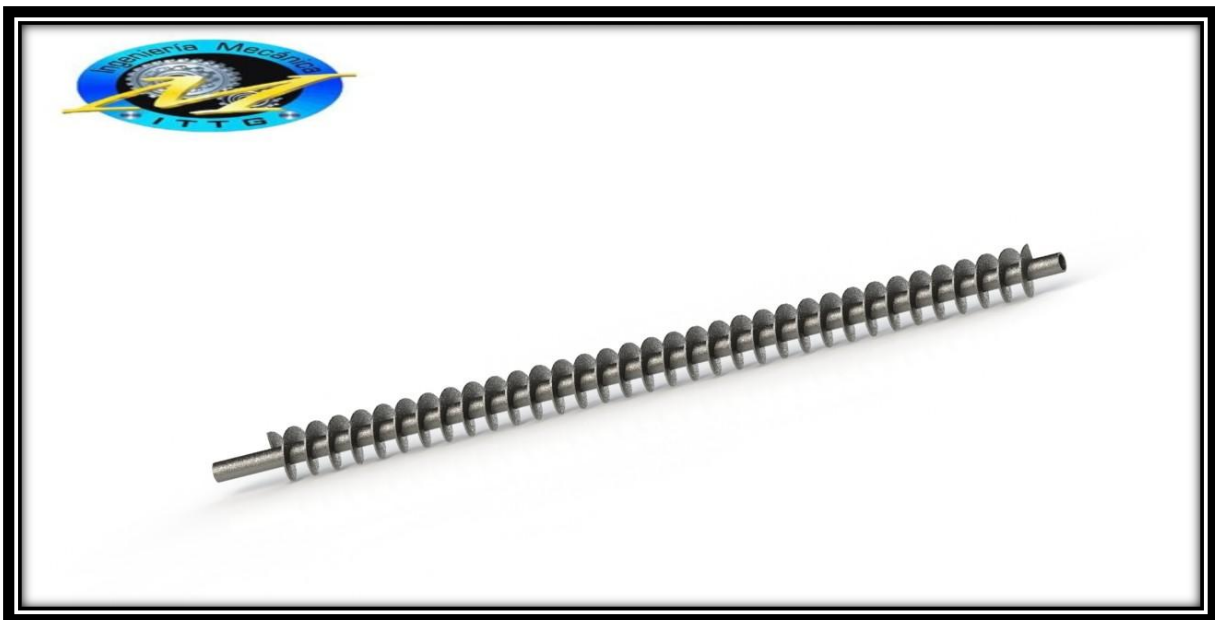


Fig.3.3.4 transportador sinfín terminado.

3.5 DISEÑO Y SELECCIÓN DE COJINETES.

Datos para la selección de cojinetes de rodillos cónicos.

En la siguiente figura podemos observar algunos aspectos importantes en el montaje de un par de cojinetes de rodillos cónicos, así como su respectiva nomenclatura.

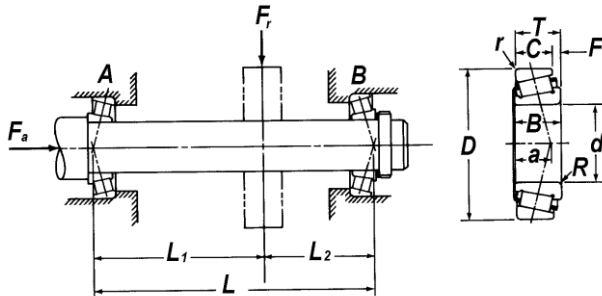


Figura 3.5. Montaje de un par de rodillos cónicos.

F_a = Carga axial o de empuje.

F_{rA} = Carga radial en el cojinete A.

F_{rB} = Carga radial en el cojinete B.

T = Ancho del cojinete.

D = diámetro exterior.

d = Diámetro interior.

C = Ancho de la copa.

F = Resalto.

B = Ancho del cono.

r = Radio de borde en la contracara de la copa.

R = Radio de borde en la contracara del cono.

La Anti-Fricción Bearing Manufacturers (AFBMA) sugiere el método siguiente para calcular cargas equivalentes en cojinetes de rodillos:

3.5.1 CALCULO PARA COJINETE CONICO

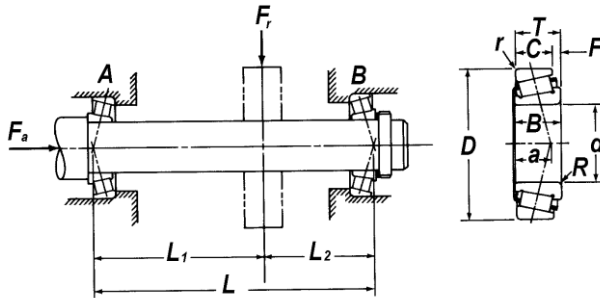


Fig. 3.5.1. A Diagrama de cojinetes.

$$\begin{aligned} F_{RA} &= 30.52 \text{ LB} \\ F_{RB} &= 30.52 \text{ LBLB} \\ T_A &= 832 \text{ LB} \end{aligned}$$

Usando la ecuación

$$P_A = 0.4F_{RA} + 0.5 \left(\frac{Y_A}{Y_B} \right) F_{RB} + Y_A(T_A)$$

Suponiendo valores para Y_A y Y_B se tiende a calcular P_A

$$P_A = 0.4(30.52 \text{ LB}) + 0.5 \left(\frac{1.75}{1.75} \right) 30.52 + 1.75(823)$$

$$P_A = 146.718 \text{ LB}$$

$$P_B = F_{RB} = 30.52 \text{ lb}$$

Utilizando la tabla 2.5

$$L_d = (500)(1500) \left(\frac{60}{h} \right)$$

$$K = 3.33$$

$$C_a = P_a \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$C_a = 1467.718 \left(\frac{450 \times 10^6}{10^6} \right)^{0.3}$$

$$C_a = 9175 \text{ lb}$$

Para el rodamiento B se toma las mismas consideraciones

$$C_a = 30.52 \left(\frac{450 \times 10^6}{10^6} \right)^{0.3}$$

$$C_b = 191 \text{ lb}$$

De la tabla 2.4 se pueden escoger los siguientes rodamientos

RODAMIENTO A

D=3 lb
C=12 800lb
Dd=1.5 lb.

RODAMIENTO B

D=2.5 lb
C=837 lb.
d=1 lb. $Y_b=1.71$ lb.

$$P_A = 0.4(32.52 \text{ lb}) + 0.5 \left(\frac{1.98}{1.71} \right) 30.52 + 1.98(823)$$

$$P_A = 1660 \text{ lb}$$

$$P_B = 30.52 \text{ lb}$$

$$C_a = 1660 \left(\frac{450 \times 10^6}{10^6} \right)^{0.3}$$

$$C_a = 10\,377 \text{ lb}$$

$$C_b = 191 \text{ lb}$$

3.5.2. DATOS TECNICOS DEL COJINETE

Por lo tanto son satisfactorios para los rodamientos seleccionados

Tabla 3.5.2. Datos técnicos del cojinete.

DATOS DE LOS RODAMIENTOS PARA CARGA AXIAL Y DE EMPUJE (CONICO)		
RODAMIENTOS	A pul	B pul
Diámetro exterior	3	2.5
Barreno	1.5	1
Ancho	0.9375	0.8125
Factor de empuje (y)	1.98	1.71
Capacidad básica de carga dinámica	12800	8370
A	0.690	0.583

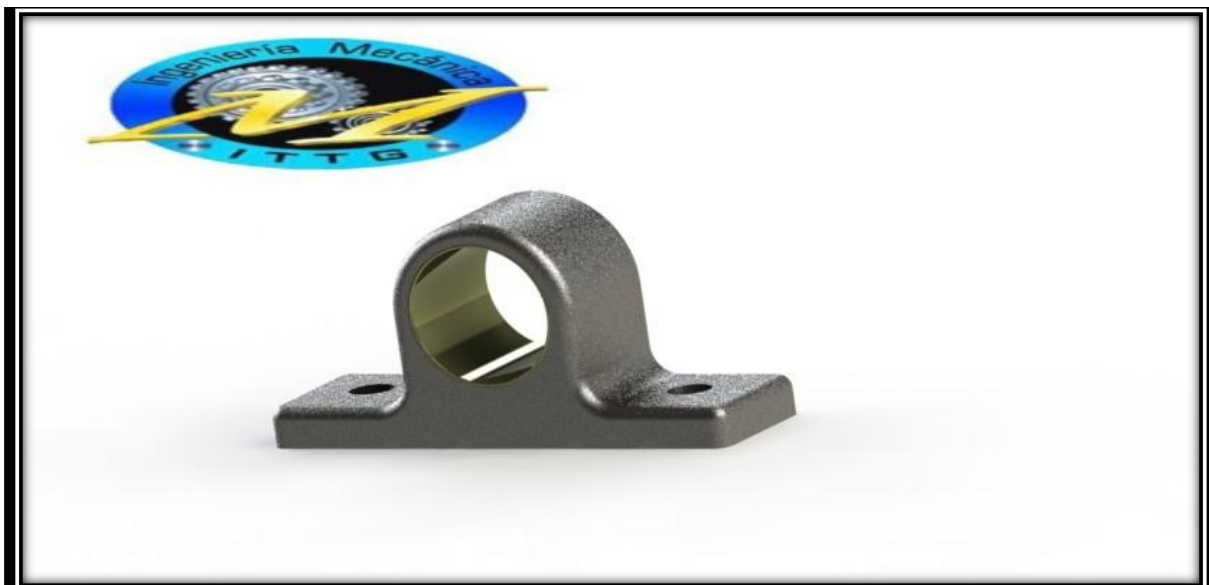


Fig. 3.5.1 Diseño terminado del cojinete con cálculos realizados.

3.6 CALCULO DEL EJE DEL CEPILLO.

Para el cálculo del cepillo se cuenta con los siguientes datos, longitud, la carga o fuerza del cepillado, las rpm, como la fuerza es relativamente pequeña respecto al transportador, la cual necesita 29.5 N para poder devastar la hoja, se utiliza calculo experimental para poder tomar cepillos comerciales.

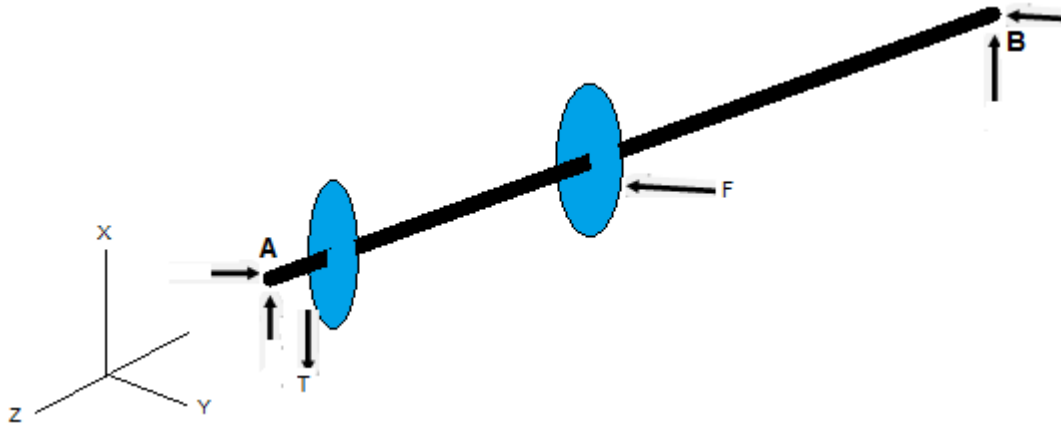


Fig.3.6.A Diagrama del cuerpo libre del eje del cepillo.

$$W_{cat} = 14.3226 \text{ N}$$

$$W_{cañ} = F = 975 \text{ N}$$

$$P = 1.8148 \text{ hp} = 1.3233 \text{ kW}$$

$$V = 2.157 \text{ m/s}$$

Calculando la potencia del eje

$$N = (99kg)(2.157 \text{ m/s}) = 2.54 \text{ cv}$$

$$N = 2.807 \text{ hp}$$

$$N = 2.1 \text{ kW}$$

Calculo de la tensión en la Catarina

$$T = \frac{(1000)(2.157)}{2.157} = 1.831 \text{ kN}$$

Aplicando momento en el punto A

$$\sum M_a = 0$$

$$-(.1)(1.831 \text{ KN}) + R_B(2.1) = 0$$

$$R_{Bx} = 87.2 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{By} = 478.5 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} - T + 87.2 \text{ N} = 0$$

$$R_{Ax} = 1743.8 \text{ N}$$

Diagrama del cortante el plano Z, Y.

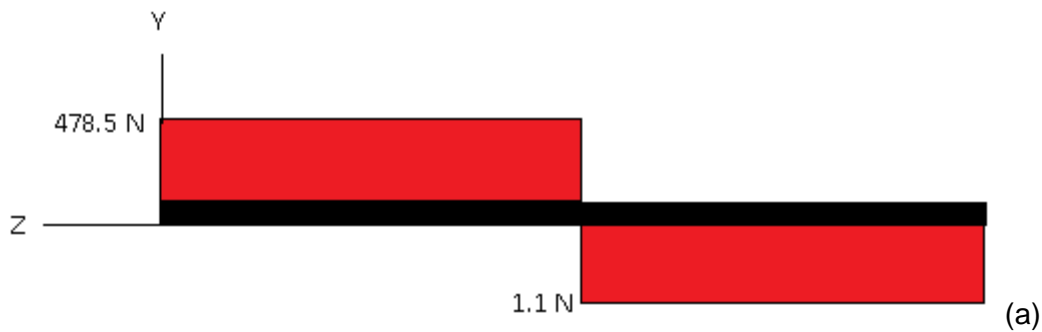


Diagrama de momento del plano Z, Y

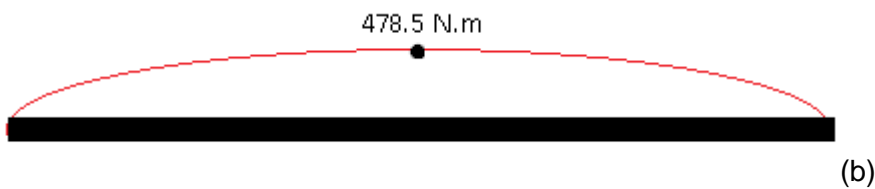


Fig. 3.6. B. Diagrama de cortante(a) y de momento (b) del eje del cepillo en el plano z, y

Diagrama del cortante en el plano Z, X.



Diagrama de momento en el plano Z, X

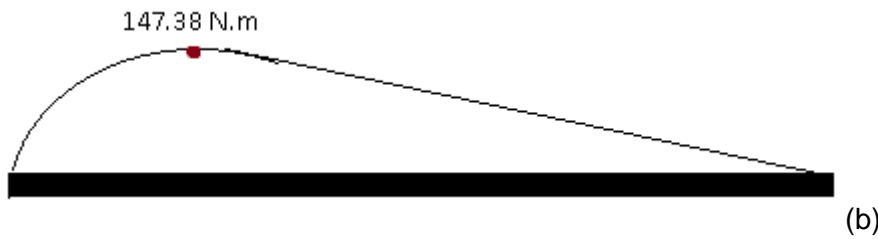


Fig. 3.6. C. Diagrama de cortante(a) y de momento (b) del eje del cepillo en el plano z, x

Calculando el momento flexionante resultante

$$M = \sqrt{478.5N + 174.33N}$$

$$M = 509.1 N.m$$

$$T = \frac{(63\ 000)(2.807)}{400} = 1.831\ kN$$

$$T = 442.1025\ lb.pul$$

$$T = 49.95\ N.m$$

Calculando el diámetro del eje cepillo real.

$$D = \sqrt[3]{\left(\frac{16(3)}{\pi(290MPa)}\right)^2 \sqrt{4(509^2) + 3(49.95^2)}} =$$

$$D = 0.03776 \text{ m}$$

$$D = 3.77 \text{ cm} \approx 1 \frac{1}{2}$$

Con respecto a los cálculos se encontró que el diámetro del eje del cepillo es de 1 ½ pul. Se llegó a la conclusión de que será cepillos comercial la cual las cerdas del cepillo será de nylon la cual con este material es de larga duración y además deja un acabado fino y la caña es considerado como un alimento es recomendable para este proceso, además este material es mar comercial y de bajo costo.

Una vez calculado los diámetros de cepillo pasamos a calcular la potencia del cepillo.

$$T=49.95 \text{ N.m} = 49\,950 \text{ N.mm}$$

$$P = \frac{\pi T n}{30} (x10^{-6})$$

$$P = \frac{\pi(49.95)(400)}{30} (x10^{-6})$$

$$P = 2.1 \text{ kw}$$

3.6.1. CARACTERÍSTICAS DE CEPILLO DE NYLON

PROPIEDAD	UNIDAD	NORMA	NYLON (PA6, PA66)
Alargamiento a la rotura	%	DIN 53455	>50
Conductividad Térmica	W/Km	DIN 52612	0,28
Coefficiente de dilatación Térmica de 20°C a 50°C	m/m K		85·10-6
Coefficiente de Fricción			0,3
Densidad	g/cm ²	DIN 53479	1,14
Dureza a la bola	N/mm ²	DIN 53456	136
Dureza "Shore"		DIN 53505	D75
Módulo de elasticidad	N/mm ²	DIN 53457	2.850
Punto de fusión	°C	ASTM D789	220
Resistencia Superficial		DIN 53482	5·1010
Resistencia al impacto	KJ/m ²	DIN 53453	3,8
Resistencia a la tracción	N/mm ²	DIN 53455	78
Temperatura máxima de utilización	°C	NORMAL	90
	°C	CON	150
		PUNTAS	
Temperatura mínima de uso	°C	-40	
Longitud de la cerdas	3	cm	
Diámetro del eje del cepillo	1 ½	Pl.	

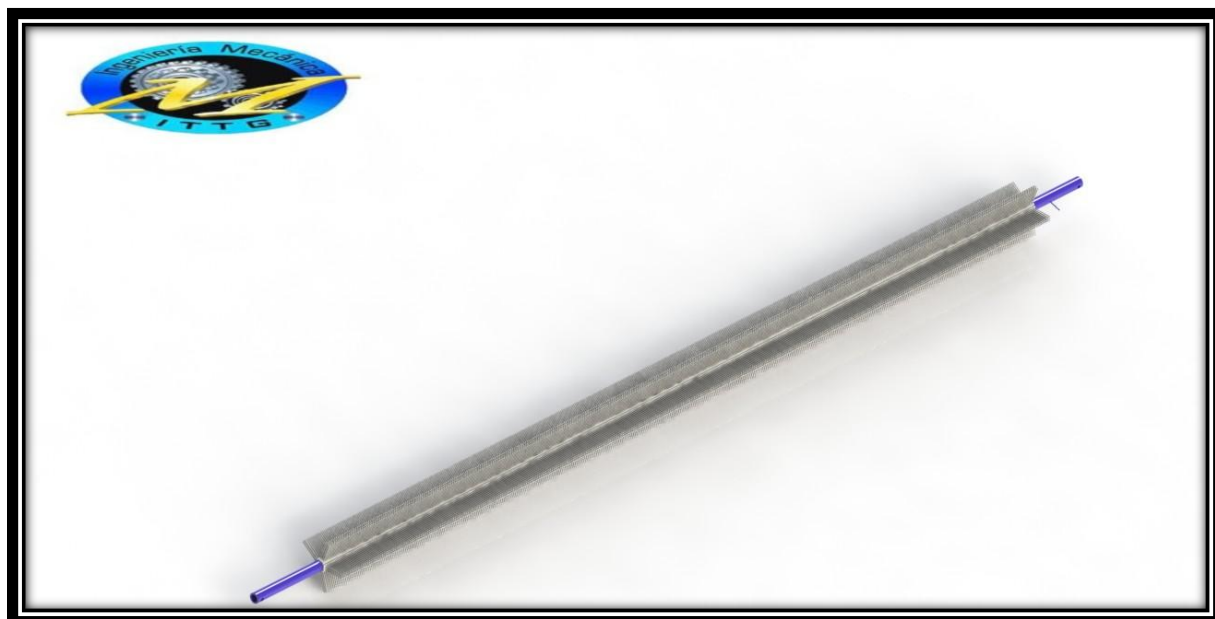


Fig. 3.6.1 Diseño del cepillo terminado a bases de cálculo.

Una vez obtenida todos los datos y cálculos de cada parte del sistema deshojador se toma en cuenta todo las potencias des de la cadena hasta el cepillo para poder calcular una potencia del sistema completo.

$$P_{cadena} = 6.28 \text{ hp}$$

$$P_{transportador} = 11.4315 \text{ hp}$$

$$P_{cepillo} = 1.566 \text{ hp}$$

Potencia total de del sistema deshojador

$$P_{T\text{sistema}} = 19.2775 \text{ hp hp}$$

La potencia total des sistema es de 19,2775 hp, lo que se necesita una potencia de igual o mayor magnitud para el motor hidráulico, dentro de los valores comerciales del tractor, o la implementación de un reductor de velocidades para manipular las variables y la potencia, para que tenga un óptimo desempeño

VII. CONCLUSIÓN Y RECOMENDACION.

Dentro los datos pre-establecidos por el prototipo, el uso que se le dará y las dimensiones así como las propiedades de la caña serán las referencias que se tomaron para el modelado, para después su re-dimensionamiento, la cual arroja los cálculos de los ejes para el transportador de la caña, la selección de los cojinetes respecto a la carga que se transportara, como también los diámetros para el eje del cepillo, en el cual se colocaran los cepillos en forma tangencial, la cual se basará mediante catálogo, el cual no está restringido a un cambio, mientras se mantenga los límites tanto de los esfuerzos como las cargas ejercidas por la caña. Para así obtener un máximo rendimiento en cuanto a los materiales y alargar la vida útil de los mecanismos como también tengan un buen desempeño.

Los materiales se basaron respecto a la geometría, sus módulos y los esfuerzos sujetos a la carga de la caña que este ejerce, como también la selección la más apegada a los estándares o comerciales, Los elementos y materiales seleccionados son de suma importancia para la construcción del transportador para poder obtener un buen desempeño y una buena vida útil de los elementos debido a que cada uno está previamente calculada y diseñada para resistir los esfuerzos o cargas que actúan sobre ellas.

Dentro de los cálculos, se basó para el análisis las características como lo son las propiedades de los materiales, mecánica de materiales, normas y selección de elementos de máquinas, así como de diseño. La cual se puede ampliar mediante la automatización y control, para emplear en el sistema y sea más eficiente y actualizado para competir con otros modelos.

Podemos concluir que en base a cálculos y selección de elementos, se diseñó un sistema deshojador de caña en estado en verde. Con elementos necesarios y de características apropiadas para que su desempeño sea óptimo y tenga un excelente funcionamiento.

No obstante, como él ya tenía un prototipo propuesto, nos apegamos a él, por lo que en un futuro este se puede re-diseñar o agregarle algunas mejoras.

RECOMENDACIONES

Sobre la marcha del proyecto se fueron haciendo unas observaciones y con ello unas mejoras en el diseño del transportador tal es el caso como de la posición del transporte de la caña, que se maneje de manera horizontal, así como también de una localización del eje motriz ya que el actual puede obstruir el paso, manejo y maniobra de la caña para su transporte al siguiente sistema o proceso.

Algunas propiedades están dadas por la práctica, como lo es la densidad de la caña, por sus características sus propiedades fueron tomadas de manera experimental, por lo que se tomó como base una densidad de 2000 Kg/m³ para poder calcular la carga total de la caña.

También la implementación de una cadena con un componente para la guía y distribución de la caña en la parte superior y descartar el transportador superior para evitar el famoso atasco que producen los transportadores, y también minorar la potencia del sistema al implementar la cadena.

Por último hay que destacar que las especificaciones de maquinado y la selección de los elementos de unión a utilizar, como lo son tornillos, soldadura o remaches, no fueron mencionados, así que estas tendrán que ser deducidas en la etapa de ensamblado total de los demás subsistemas

VIII. BIBLIOGRAFÍA

- **Diseño de Elementos de Máquinas**
Robert L. Mott
4a. Edición
PEARSON EDUCATION PRENTICE HALL
México D.F.
Año 2006
- **Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley**
Richard G. Budynas
8a. Edición
McGraw Hill Interamericana
México D.F.
Año 2008
- **Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica**
Robert C. Juvinall
LIMUSA NORIEGA EDITORES
México D.F.
Año 2002
- **Autómatas programables**
Porras A. / Montaner A.P.
1a. Edición
Barcelona, España
Año 2001

ANEXOS.

ENSAMBLES DE LAS PIEZAS

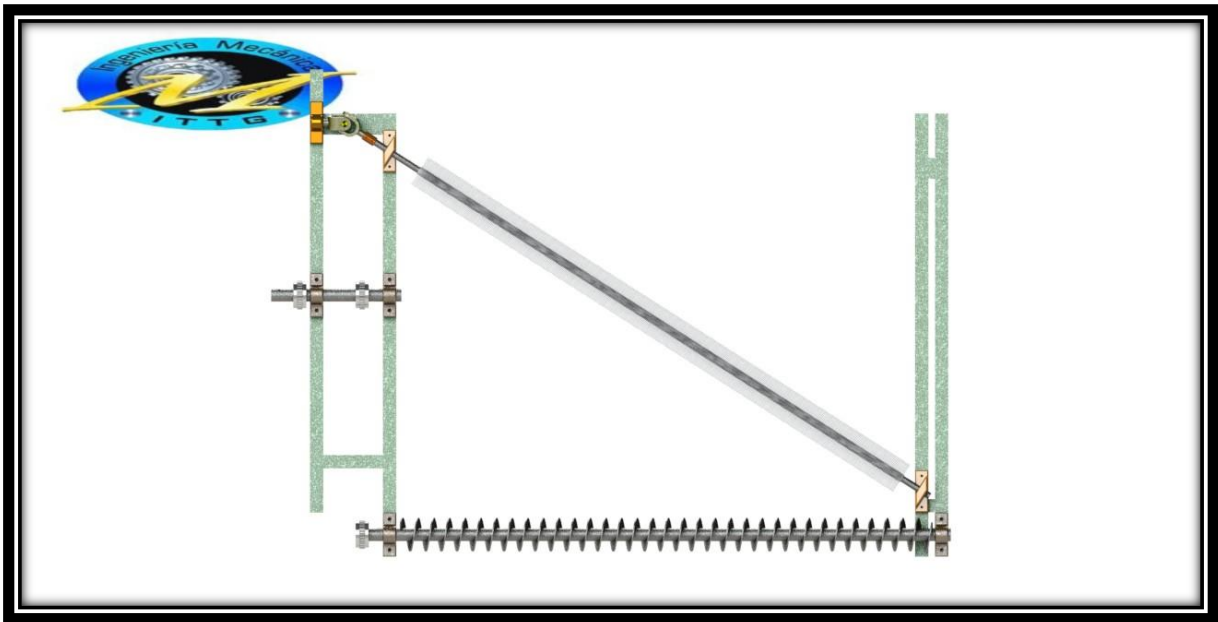


Fig.1 Transportador y cepillo

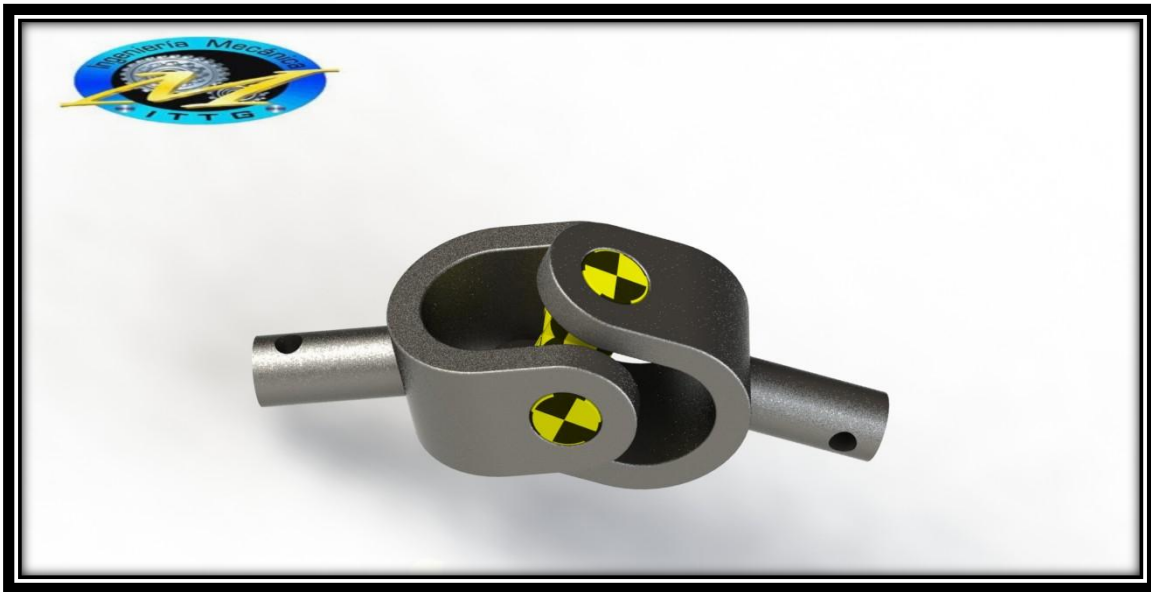


Fig.2Junta universal

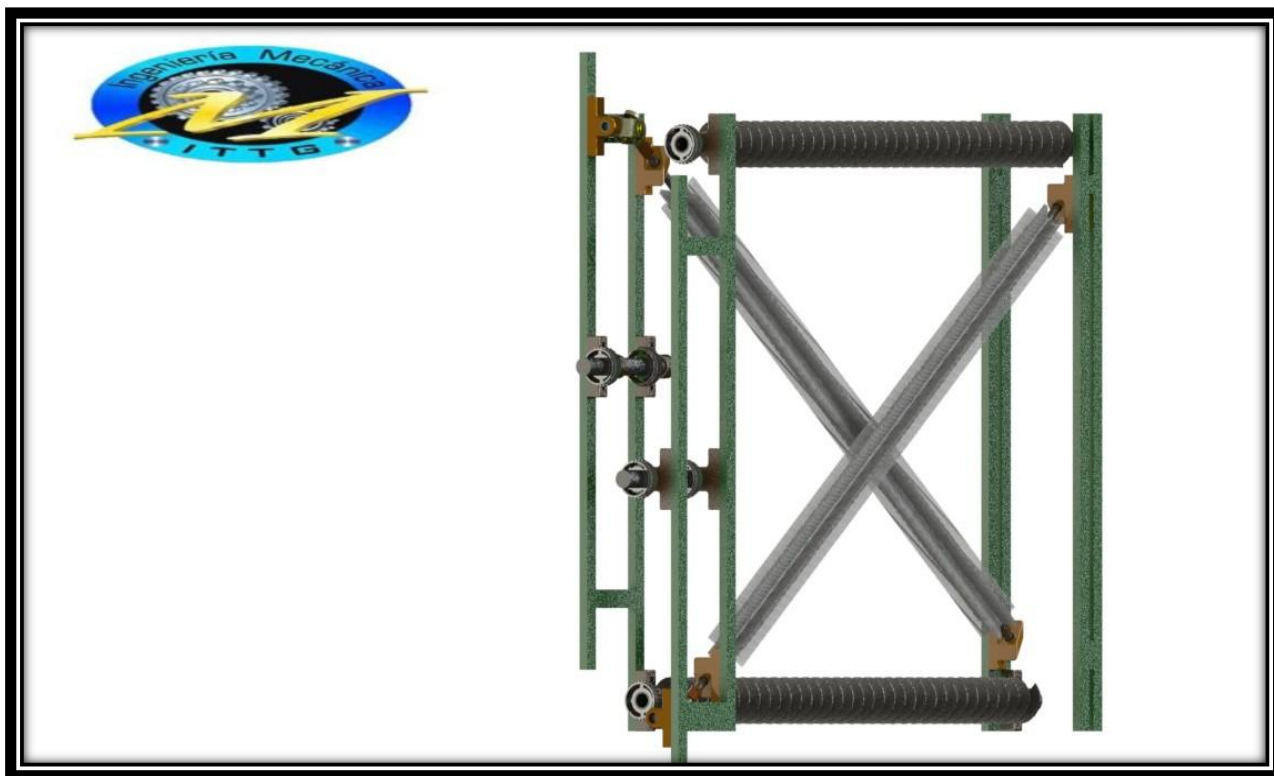


Fig.3 Deshojadora completa

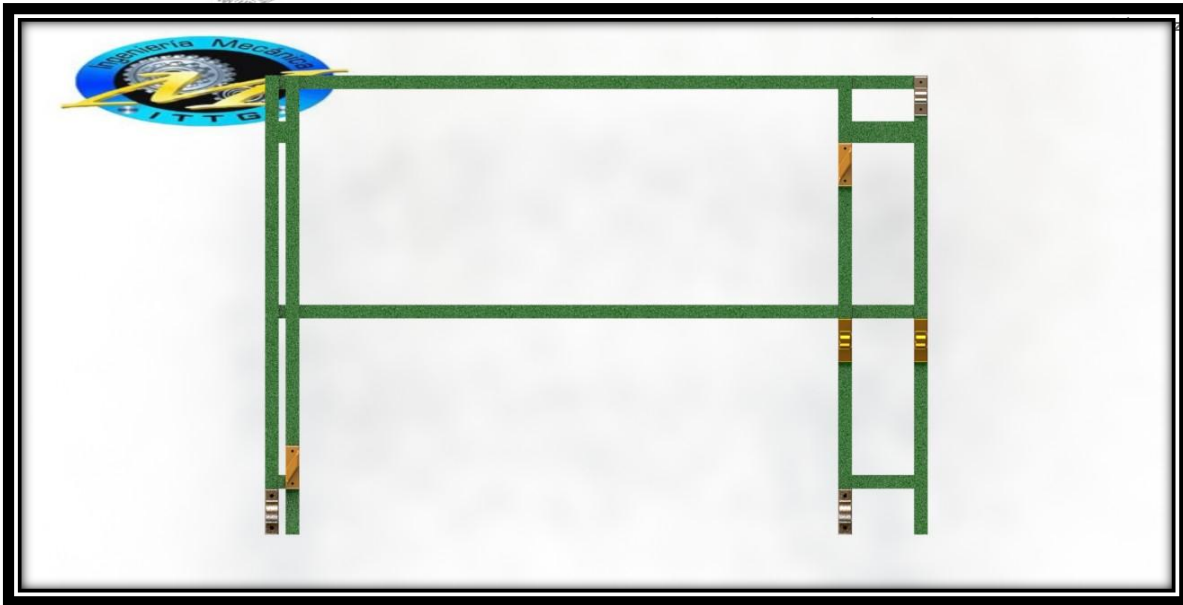


Fig. 4 Soporte y Cojinetes

Tablas de propiedades. (Anexo)

Tabla No. 1 Propiedades mecánicas del acero

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS No.	SAE and/or AISI No.	Process- ing	Tensile Strength, MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongation in 2 in, %	Reduction in Area, %	Brinell Hardness
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabla No. 2 Dimensiones de cadena

Tsubaki

Cadenas de Rodillos Norma ASA en Simple Hilera

CADENAS DE RODILLOS NORMA ANSI
Las cadenas Tsubaki serie 80 simples y múltiples, de acuerdo con las normas ANSI (American National Standards Institute), son intercambiables con cualquier otra cadena conforme a norma ANSI. Con las cadenas de rodillo de las series 80 Tsubaki celebra su 80 aniversario de constante mejora de su calidad para la satisfacción de su clientela.

Referencia TSUBAKI	ANSI	Paso P	Diámetro Rodillo (R)	Ancho Interior Mínimo (W)	Placas			Perno		Carga Media de Rotura KN (kgf)	Carga de Trabajo Máxima N (kgf)	Peso Aproximado (kg/m)	Pasos por 5mit	
					Altura H	h	Altura a centro L1	De Cabeza de Perno a centro L2	Diámetro D					
RS25 * &	25	6.35	3.30	3.18	0.75	5.84	5.05	2.31	3.80	4.80	4.71 (480)	640 (66)	0.14	480
RS35 * &	35	9.525	5.08	4.78	1.25	9.0	7.8	3.59	5.85	6.85	11.3 (1,150)	2,160 (220)	0.33	32
RS41 *	41	12.70	7.77	6.38	1.25	9.8	8.4	3.59	6.75	7.95	11.8 (1,200)	2,260 (230)	0.41	240
RS40 *	40	12.70	7.94	7.95	1.5	12.0	10.4	3.97	8.25	9.95	19.1 (1,950)	3,630 (370)	0.64	240
RS50	50	15.875	10.16	9.53	2.0	15.0	13.0	5.09	10.3	12.0	31.4 (3,200)	6,370 (650)	1.04	192
RS60	60	19.05	11.91	12.70	2.4	18.1	15.6	5.98	12.85	14.75	44.1 (4,500)	8,830 (900)	1.53	160
RS80	80	25.40	15.88	15.88	3.2	24.1	20.8	7.94	16.25	19.25	78.5 (8,000)	14,700 (1,500)	2.68	120
RS100	100	31.75	19.05	19.05	4.0	30.1	26.0	9.54	19.75	22.85	118.0 (12,000)	22,800 (2,300)	3.99	96
RS120	120	38.10	22.23	25.40	4.8	36.2	31.2	11.11	24.9	28.9	167.0 (17,000)	30,400 (3,100)	5.93	80
RS140	140	44.45	25.40	25.40	5.6	42.2	36.4	12.71	26.9	31.7	216.0 (22,000)	40,200 (4,100)	7.49	68
RS160	160	50.80	28.58	31.75	6.4	48.2	41.6	14.29	31.85	36.85	270.0 (27,500)	53,000 (5,400)	0.10	60
RS180	180	57.15	35.71	35.72	7.15	54.2	46.8	17.48	35.654	42.45	358.0 (36,500)	60,800 (6,200)	3.45	54
RS200	200	63.50	39.69	38.10	8.0	60.3	52.0	19.85	39.0	44.8	461.0 (47,000)	71,600 (7,300)	6.49	48
RS240	240	76.20	47.63	47.63	9.5	72.4	62.4	23.81	47.9	55.5	677.0 (69,000)	99,000 (10,100)	4.5	40

Tabla No. 3 propiedades mecánicas de la cadena

Cadena	Paso	Ancho interior		Ancho eslabón interior		Rodillo		Fuerza		Medidas del elemento de arrastre						
		b_1 min.	b_2 max.	d_1 max.	d_2 max.	F_B min.	F_B max.	m	N	D_L	I	F	H	s		
Nr.	mm	inch.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	N	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
40	12,7	1/2	7,98	11,18	7,92	12,07	14100	10,5	14100	3,5	12,7	18	8	1,5		
50	15,875	5/8	9,53	13,84	10,16	15,09	22200	12,7	22200	5,2	15,9	23,9	10,3	2		
60	19,05	3/4	12,7	17,75	11,91	18,08	31800	15,9	31800	5,2	19,1	28,2	11,9	2,4		
80	25,4	1	15,88	22,61	15,88	24,13	56700	19,1	56700	6,7	25,4	37,3	15,9	3,2		
100	31,75	1 1/4	19,05	27,46	19,05	30,18	88500	25,4	88500	8,5	31,8	46,7	19,8	4		
120	38,1	1 1/2	25,4	35,46	22,23	36,2	127000	27,6	127000	10,3	38,1	55,4	23	4,8		
05-B	8	-	3,0	4,77	5,0	7,11	4600	8	4600	3	6,6	12	5	0,8		
06-B	9,525	3/8	5,72	8,53	6,35	8,26	9100	8	9100	3,5	9,5	13,5	6,5	1,25		
08-B	12,7	1/2	3,3	5,8	7,75	9,91	8200	10,5	8200	3,5	9	15	7	0,95		
083	12,7	1/2	4,88	7,2	7,75	9,91	8200	10,5	8200	3,5	9,7	15,5	7	0,95		
08-B	12,7	1/2	7,75	11,3	8,51	11,81	18200	12,5	18200	4,5	13,1	19	10	1,6		
10-B	15,875	5/8	9,65	13,28	10,16	14,73	22700	15	22700	5,5	16,7	27	10	1,7		
12-B	19,05	3/4	11,68	15,62	12,07	16,13	29500	18,5	29500	6,6	18,5	29	11	1,8		
16-B	25,4	1	17,02	25,45	15,88	21,08	58000	25	58000	9	28,7	41,8	18	3		
	30	-	17,02	25,45	15,88	21,08	58000	35	58000	9	28,9	45	20	3		
20-B	31,75	1 1/4	19,56	29,01	19,05	26,42	95000	35	95000	9	33,1	50	18	3,75		
	35	-	19,6	27,0	19,05	26,0	85000	35	85000	9	30,2	47,8	19	3		
24-B	38,1	1 1/2	25,4	37,92	25,4	33,4	170000	38	170000	11	43,5	63	25	5		
28-B	44,45	1 3/4	30,99	46,58	27,94	37,08	200000	45	200000	14	54,1	77,5	32	6		
32-B	50,8	2	30,99	45,57	29,21	42,29	260000	50	260000	14	53,5	77	35	6		

Tabla No. 4 Dimensiones de rodamientos cónicos



Rodamientos de Rodillos Cónicos

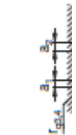
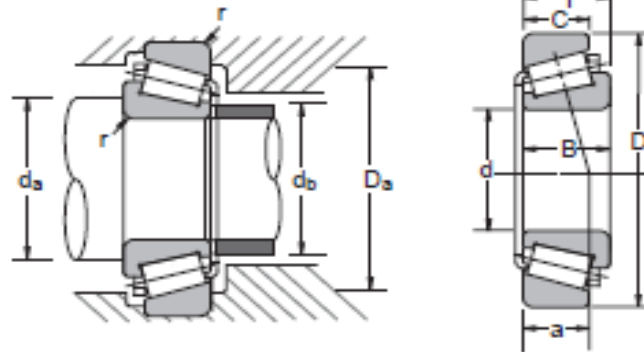
Serie 30200 Métricas
Diámetro Interno 15 – 320 mm
0.5906 – 12.5984 pulgada

Número Rodmto.	Dimensiones Nominales del Rodamiento										Diámetros de Hombro Preferido (pulgada)			
	<i>d</i>		<i>D</i>		<i>T</i>		<i>B</i>		<i>C</i>		<i>r</i> ±	<i>d</i> ₃ (min)	<i>d</i> ₃ (max)	<i>D</i> ₃ (max)
	mm	pulgada	mm	pulgada	mm	pulgada	mm	pulgada	mm	pulgada				
HR30202	15	0.5906	35	1.3780	11.75	0.4626	11	0.4331	10	0.3937	0.02	0.906	0.748	1.181
HR30203J	17	0.6693	40	1.5748	13.25	0.5217	12	0.4724	11	0.4331	0.04	1.024	0.906	1.339
HR30204J	20	0.7874	47	1.8504	15.25	0.6004	14	0.5512	12	0.4724	0.04	1.142	1.063	1.614
HR30205J	25	0.9843	52	2.0472	16.25	0.6398	15	0.5906	13	0.5118	0.04	1.339	1.220	1.811
HR30206J	30	1.1811	62	2.4409	17.25	0.6791	16	0.6299	14	0.5512	0.04	1.535	1.457	2.205
HR30207J	35	1.3780	72	2.8346	18.25	0.7185	17	0.6693	15	0.5906	0.06	1.811	1.693	2.480
HR30208J	40	1.5748	80	3.1496	19.75	0.7776	18	0.7087	16	0.6299	0.06	2.008	1.890	2.795
HR30209J	45	1.7717	85	3.3465	20.75	0.8169	19	0.7480	16	0.6299	0.06	2.205	2.087	2.992
HR30210J	50	1.9685	90	3.5433	21.75	0.8563	20	0.7874	17	0.6693	0.06	2.402	2.283	3.189
HR30211J	55	2.1654	100	3.9370	22.75	0.8957	21	0.8268	18	0.7087	0.06	2.638	2.520	3.583
HR30212J	60	2.3622	110	4.3307	23.75	0.9350	22	0.8661	19	0.7480	0.06	2.835	2.717	3.976
HR30213J	65	2.5591	120	4.7244	24.75	0.9744	23	0.9055	20	0.7874	0.06	3.031	3.071	4.370
HR30214J	70	2.7559	125	4.9213	26.25	1.0335	24	0.9449	21	0.8268	0.06	3.228	3.189	4.567
HR30215J	75	2.9528	130	5.1181	27.25	1.0728	25	0.9843	22	0.8661	0.06	3.425	3.346	4.764
HR30216J	80	3.1496	140	5.5118	28.25	1.1122	26	1.0236	22	0.8661	0.08	3.740	3.583	5.118
HR30217J	85	3.3465	150	5.9055	30.5	1.2008	28	1.1024	24	0.9449	0.08	3.937	3.819	5.512
HR30218J	90	3.5433	160	6.2992	32.5	1.2795	30	1.1811	26	1.0236	0.08	4.134	4.055	5.906
HR30219J	95	3.7402	170	6.6929	34.5	1.3583	32	1.2598	27	1.0630	0.08	4.449	4.331	6.220
HR30220J	100	3.9370	180	7.0866	37	1.4567	34	1.3386	29	1.1417	0.08	4.646	4.567	6.614
HR30221J	105	4.1339	190	7.4803	39	1.5354	36	1.4173	30	1.1811	0.08	4.843	4.843	7.008
HR30222J	110	4.3307	200	7.8740	41	1.6142	38	1.4961	32	1.2598	0.08	5.039	5.079	7.402
HR30224J	120	4.7244	215	8.4646	43.5	1.7126	40	1.5748	34	1.3386	0.08	5.433	5.551	7.992
HR30226J	130	5.1181	230	9.0551	43.75	1.7224	40	1.5748	34	1.3386	0.10	5.945	5.945	8.504
HR30228J	140	5.5118	250	9.8425	45.75	1.8012	42	1.6535	36	1.4173	0.10	6.339	6.457	9.291
30230	150	5.9055	270	10.6299	49	1.9291	45	1.7717	38	1.4961	0.10	6.732	6.929	10.079
30232	160	6.2992	290	11.4173	52	2.0472	48	1.8898	40	1.5748	0.10	7.126	7.559	10.866
30234	170	6.6929	310	12.2047	57	2.2441	52	2.0472	43	1.6929	0.12	7.756	7.992	11.496
30236	180	7.0866	320	12.5984	57	2.2441	52	2.0472	43	1.6929	0.12	8.150	8.386	11.890
30238	190	7.4803	340	13.3858	60	2.3622	55	2.1654	46	1.8110	0.12	8.543	8.976	12.677
30240	200	7.8740	360	14.1732	64	2.5197	58	2.2835	48	1.8898	0.12	8.937	9.528	13.465
30244	220	8.6614	400	15.7480	72	2.8346	68	2.6772	54	2.1260	0.12	9.724	10.512	15.039
30248	240	9.4488	440	17.3228	79	3.1102	72	2.8346	60	2.3622	0.12	10.512	11.339	16.614
30252	260	10.2362	480	18.8976	89	3.5039	80	3.1496	67	2.6378	0.16	11.535	12.441	18.031
30256	280	11.0236	500	19.6850	89	3.5039	80	3.1496	67	2.6378	0.16	12.323	13.346	18.819
30260	300	11.8110	540	21.2598	96	3.7795	85	3.3465	71	2.7953	0.16	13.110	13.976	20.394
30264	320	12.5984	580	22.8346	104	4.0945	92	3.6220	75	2.9528	0.16	13.898	15.000	21.969

*Máximo chafán de eje permitido

Tabla No. 5 Especificaciones de rodamientos cónicos

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida limitada, a C/P₉₀ ver Pág. 41.



Rodamientos FAG de rodillos cónicos

Número Rodmto.	Capacidad Carga Basica (lbs)		Velocidad Limitante (1000 RPM)		Centro Efectivo Carga (pulg)	Peso Rodmto. (Approx.)
	C _r	C _{st}	Grasa	Aceite	a	lbs
HR30202	3530	3210	11.00	15.00	0.32	0.12
HR30203J	4520	4470	9.50	13.00	0.38	0.17
HR30204J	6270	6410	8.00	11.00	0.43	0.28
HR30205J	7190	7870	7.10	10.00	0.50	0.35
HR30206J	9670	10700	6.00	8.00	0.55	0.52
HR30207J	12100	13400	5.30	7.10	0.59	0.75
HR30208J	14300	15700	4.80	6.30	0.65	0.97
HR30209J	15400	17900	4.30	6.00	0.72	1.08
HR30210J	17100	20600	4.00	5.30	0.77	1.23
HR30211J	21200	25400	3.60	5.00	0.82	1.62
HR30212J	23400	27700	3.40	4.50	0.87	2.05
HR30213J	27400	33900	3.00	4.00	0.94	2.60
HR30214J	29700	36600	2.80	4.00	1.01	2.87
HR30215J	32100	40900	2.80	3.80	1.06	3.15
HR30216J	35300	43800	2.60	3.40	1.11	3.73
HR30217J	41400	52400	2.40	3.20	1.19	4.67
HR30218J	45200	57600	2.20	3.00	1.25	5.73
HR30219J	50100	64300	2.20	2.80	1.33	6.90
HR30220J	57300	74200	2.00	2.60	1.42	8.33
HR30221J	62900	82100	1.90	2.60	1.50	9.94
HR30222J	70800	94400	1.80	2.40	1.58	11.64
HR30224J	75300	101000	1.60	2.20	1.75	13.85
HR30226J	84300	114000	1.50	2.00	1.80	15.99
HR30228J	87700	116000	1.40	1.90	1.93	19.27
30230	97800	128000	1.30	1.70	1.98	23.59
30232	106000	137000	1.20	1.60	2.17	28.89
30234	118000	155000	1.10	1.50	2.35	35.50
30236	117000	156000	1.10	1.40	2.44	36.60
30238	130000	178000	1.00	1.30	2.47	44.32
30240	145000	200000	0.90	1.30	2.58	52.48
30244	182000	259000	0.85	1.10	2.94	74.09
30248	223000	315000	0.75	1.00	3.35	99.67
30252	268000	382000	0.67	0.90	3.72	133.84
30256	279000	427000	0.63	0.85	3.88	146.19
30260	324000	472000	0.60	0.80	4.14	177.72
30264	369000	544000	0.53	0.75	4.48	218.96

C_r = Capacidad de Carga Radial Dinámica

C_{st} = Capacidad de Carga Radial Estática

329 | FAG

Bajo pedido también son suministrables otras especificaciones no dadas en esta tabla.

FAG | 328

Tabla No. 6 Dimensiones de piñón o Catarina.

Calidad, dimensiones y acabados según normas DIN-ASA-ANSI

Z	d _e	d _p	SIMPLE		DOBLE		TRIPLE				
			d _m	D ₁	A	d _m	D ₁	A	d _m	D ₁	A
8	57,6	49,78	31	12	30						
9	62,0	55,70	37	12	30						
10	69,0	61,64	42	12	30	40	16	50			
11	75,0	67,61	46	14	35	47	16	50	47	20	70
12	81,5	73,61	52	14	35	53	16	50	53	20	70
13	87,5	79,59	58	14	35	59	16	50	59	20	70
14	93,6	85,61	64	14	35	65	16	50	65	20	70
15	99,8	91,63	70	14	35	71	16	50	71	20	70
16	105,5	97,65	75	16	35	77	20	50	77	20	70
17	111,5	103,67	80	16	35	83	20	50	83	20	70
18	118,0	109,71	80	16	35	89	20	50	89	20	70
19	124,2	115,75	80	16	35	95	20	50	95	20	70
20	129,7	121,78	80	16	35	100	20	50	100	20	70
21	136,0	127,82	90	20	40	100	20	50	100	20	70
22	141,8	133,86	90	20	40	100	20	50	100	20	70
23	149,0	139,90	90	20	40	110	20	50	110	20	70
24	153,9	145,94	90	20	40	110	20	50	110	20	70
25	160,0	152,00	90	20	40	120	20	50	120	20	70
26	165,9	158,04	95	20	40	120	20	50	120	20	70
27	172,3	164,09	95	20	40	120	20	50	120	20	70
28	178,0	170,13	95	20	40	120	20	50	120	20	70
29	184,1	176,19	95	20	40	120	20	50	120	20	70
30	190,5	182,25	95	20	40	120	20	50	120	20	70
31	196,3	188,31	100	20	40						
32	203,3	194,35	100	20	40	130	20	50			
33	209,3	200,40	100	20	40						
34	214,6	206,46	100	20	40						
35	221,0	212,52	100	20	40	130	20	50	130	25	70
36	226,8	218,58	100	20	40	130	25	50	130	25	70
37	232,9	224,64	100	20	40						
38	239,0	230,69	100	20	56	130	25	50	130	25	70
39	245,1	236,75	100	20	40						
40	251,3	242,81	100	20	40	130	25	50	130	25	70

Piñón 3/4" x 7/16"		PIÑÓN		ISO		ASA-40	
para cadena de rodillos según DIN 8187-8188 ISO/R 606 - ANSI B. 29.1		mm		mm		mm	
Radio diente r ₃		19	20	19,05	19,05	20	19,05
Ancho radio C		2	2,4	11,68	12,7	2,4	12,7
Ancho radio piñón B ₁		11,1	11,6	11,1	11,6	11,6	11,6
Ancho radio piñón b ₁		10,8	11,3	10,8	11,3	11,3	11,3
Ancho radio piñón B ₂		30,3	34,1	30,3	34,1	34,1	34,1
Ancho radio piñón B ₃		49,8	56,9	49,8	56,9	56,9	56,9
CADENA		mm	mm	mm	mm	mm	mm
Paso		19,05	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05
Ancho interior		11,68	11,68	11,68	11,68	11,68	11,68
Ø Rodillo		12,07	12,07	12,07	12,07	12,07	12,07

Tabla No. 7 Datos específicos de materiales

Material	Densidad, kg/m ³	Resistencia última			Cedencia ³		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 ⁻⁶ /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, ² MPa	Cor-tante, MPa	Tensión, MPa	Cor-tante, MPa				
Acero										
Estructural (ASTM-A36)	7 860	400			250	145	200	77.2	11.7	21
Alta resistencia-aleación baja										
ASTM-A709 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
ASTM-A913 Grado 450	7 860	550			450		200	77.2	11.7	17
ASTM-A992 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
Templado										
ASTM-A709 Grado 690	7 860	760			690		200	77.2	11.7	18
Inoxidable, AISI 302										
Laminado en frío	7 920	860			520		190	75	17.3	12
Recocido	7 920	655			260	150	190	75	17.3	50
Acero de refuerzo										
Resistencia media	7 860	480			275		200	77	11.7	
Alta resistencia	7 860	620			415		200	77	11.7	
Fundición										
Fundición gris										
4.5% C, ASTM A-48	7 200	170	655	240			69	28	12.1	0.5
Hierro fundido										
2% C, 1% Si, ASTM A-47	7 300	345	620	330	230		165	65	12.1	10
Aluminio										
Aleación 1100-H14 (99% Al)	2 710	110		70	95	55	70	26	23.6	9
Aleación 2014-T6	2 800	455		275	400	230	75	27	23.0	13
Aleación 2024-T4	2 800	470		280	325		73		23.2	19
Aleación 5456-H116	2 630	315		185	230	130	72		23.9	16
Aleación 6061-T6	2 710	260		165	240	140	70	26	23.6	17
Aleación 7075-T6	2 800	570		330	500		72	28	23.6	11
Cobre										
Libre de oxígeno (99.9% Cu)										
Recocido	8 910	220		150	70		120	44	16.9	45
Endurecido	8 910	390		200	265		120	44	16.9	4
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)										
Laminado en frío	8 470	510		300	410	250	105	39	20.9	8
Recocido	8 470	320		220	100	60	105	39	20.9	65
Latón rojo (85% Cu, 15% Zn)										
Laminado en frío	8 740	585		320	435		120	44	18.7	3
Recocido	8 740	270		210	70		120	44	18.7	48
Estaño bronce (88 Cu, 8 Sn, 4 Zn)	8 800	310			145		95		18.0	30
Manganeso bronce (63 Cu, 25 Zn, 6 Al, 3 Mn, 3 Fe)	8 360	655			330		105		21.6	20
Aluminio bronce (81 Cu, 4 Ni, 4 Fe, 11 Al)	8 330	620	900		275		110	42	16.2	6

Tabla No. 8 Descripción y propiedades mecánicas relevantes de los aceros reconocidos por AISI

Designación del ASTM.	Producto	Grado	F _y (min) kg/cm ²	F _u (min/max) kg/cm ²	% elongación en 5.08 cm (min)	F _u /F _y (min)
A36/A36M-94 Esta especificación cubre perfiles, placas y barras de acero de carbono de calidad estructural para construcción remachada, atornillada o soldada de puentes y edificios y para aplicaciones estructurales generales. Se proveen requisitos adicionales cuando la tenacidad de muesca sea importante. Estos requisitos aplicarán cuando se especifiquen por el comprador en su orden. Cuando el acero vaya a ser soldado, se presupone que será usado un procedimiento de soldado consistente con el tipo de grado de acero y el uso planeado de la estructura.	Placas y Barras		2530	4076/5622	23	1.61
A242-A242M-93* Esta especificación cubre perfiles, placas y barras de acero de alta resistencia y baja aleación para construcción remachada, atornillada y soldada a ser usados principalmente en miembros estructurales cuando el ahorro en peso y la durabilidad adicional son importantes. La resistencia a la corrosión atmosférica de este tipo de acero en la mayoría de los ambientes es substancialmente mejor que el acero al carbono con o sin adición de cobre. Esta especificación está limitada a material de hasta 4 plg (10 cm) de espesor.	Placas y Barras t ≤ 0.75 plg (19.05mm)		3514	4919	21	1.40
A283/A283M-93* Esta especificación cubre cuatro grados de acero para placas de acero al carbono de calidad estructural para aplicaciones generales. Cuando el acero vaya a ser soldado, se presupone que será usado un procedimiento de soldado consistente con el tipo de grado de acero y el uso planeado de la estructura.	Placa	A B C D	1686 1897 2108 2319	3162/4216 3514/4668 3865/5270 4216/5622	30 28 25 23	1.88 1.85 1.83 1.82
A500-93 Esta especificación cubre tubos estructurales soldados sin costuras redondos, cuadrados y de configuraciones especiales de acero de carbono laminado en frío para construcción remachada, atornillada y soldada de puentes y edificios y para aplicaciones estructurales generales. Estos tubos se producen soldados y sin costuras para diámetros máximos de 64 plg. (1626 mm) y un espesor máximo de 0.625 plg. (15.88 mm). El Grado D requiere de tratamiento con calor. Nota: Los productos manufacturados con esta especificación pueden no ser recomendables para condiciones tales como carga dinámica en estructuras soldadas, donde las propiedades de tenacidad de muesca pueden ser importantes.	Tubos Redondos Tubos Cuadrados	A B C D A B C D	2319 2951 3232 2530 2740 3232 3514 2530	3162 4076 4357 4076 3162 4076 4357 4057	25 23 21 23 25 23 21 23	1.36 1.38 1.35 1.61 1.15 1.26 1.24 1.61