

2013

SUBSISTEMA NO. 4 “DISEÑO DE MECANISMO DESHOJADOR PARA LA COSECHADORA DE CAÑA ENTERA EN ESTADO VERDE”

INFORME TECNICO DE RESIDENCIA
PROFESIONAL
ING. MECANICA
PRESENTA
JIMÈNEZ RODAS LUIS ALFREDO

ASESOR INTERNO:
ING. JULIO CESAR LLAVEN GORDILLO

23/06/2013



Índice

CAPITULO 1.....	5
Introducción.....	5
CAPITULO2.- JUSTIFICACION Y OBJETIVOS	6
2.2 objetivo.....	8
2.2.1 Objetivo general.....	8
2.2.2 Objetivos específicos.....	8
2.3 caracterización en el área que se participo.....	8
2.4 problemas a resolver	8
2.5 Alcances y limitaciones	9
CAPÍTULO 3.- FUNDAMENTO TEÓRICO	10
3.1. Conceptos de diseño	10
3.2. Proceso del diseño.....	11
3.3.- factores de diseño.	13
3.4.- fundamentos de ergonomia	15
3.4.1.- consideraciones ergonómicas sobre el diseño de equipos.....	16
3.5 diseño de ejes de transmisión.....	16
3.5.1 Introducción	16
3.5.2 cálculo de par torsor.....	16
3.5.3 cálculo de la potencia para el eje.....	17
3.5.4.- criterios de diseño de ejes. 2.....	17
3.5.5.- análisis por resistencia bajo cargas estáticas. 2.....	17
3.5.6.- análisis por resistencia bajo cargas dinámicas. 2.....	20
3.6.- selección de rodamientos2	21
3.6.1.- cojinetes de contacto rotatorio.	21
3.6.3.- tipos de cojinetes de elementos rotatorios.....	22
3.6.4. Relación entre carga y vida útil.	24
3.6.5.- información de los fabricantes de rodamientos.....	24
3.6.6.- selección de cojinetes de bolas (solo cargas radiales).....	25

3.6.7.- selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (radial y de empuje).	26
3.6.8.- selección de cojinetes de rodillos cónicos.....	29
3.7. Criterios de diseño para cuchillas5	31
3.7.1. Introducción	31
3.7.2. Conceptos de diseño	31
3.7.3. Requerimientos.....	31
3.7.4. Resistencia al desgaste.	32
3.7.5.- Análisis.....	34
3.7.6. Superficie.....	34
3.7.7. Propiedades Mecánicas.....	34
3.7.8. Espesor.....	34
3.8.8. Tenacidad.....	35
3.7.9. Fuerza de corte.....	36
3.7.10. Selección del material de fabricación de cuchillas.....	36
3.7.11. Acero para trabajo en frío: acero d-2.....	37
3.7.12. Acero para trabajo en frío: acero s-7	38
3.8. Diseño de transportadores de tornillo sin fin8.....	39
3.8.1 Transportadores de tornillo sin fin	39
3.8.2 Clasificación	39
3.8.3. Determinación del flujo de material.....	43
3.8.4. Potencia de accionamiento para el tornillo	45
3.9. Diseño de Columnas6	46
3.9.1. Formula de Euler para columnas articuladas	46
3.9.2. Extensión de la fórmula de Euler para otras condiciones de extremo	49
CAPITULO 4.- DESARROLLO DE LAS ACTIVIDADES	51
4.1. Estado del arte1	51
4.2. Diseño de las cuchillas de deshoje5.....	52
4.2.1. Selección del material para las cuchillas.....	52
4.2.2. Diseño del eje para las cuchillas2	52
4.3. Diseño del tornillo sin fin transportador de la basura9	57
4.5. Diseño del bastidor6.....	64
CAPITULO 5.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	67

5.1. Conclusión.....	67
5.2. Recomendaciones.....	67
REFERENCIAS.....	68
ANEXOS.....	69

CAPITULO 1

Introducción

La Caña de Azúcar es una gramínea tropical, un pasto gigante emparentado con el sorgo y el maíz. 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; El tallo 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 con hojas que llegan a alcanzar de dos a cuatro metros de longitud. En su parte superior encontramos la panocha, que mide unos 25 cm. de largo

México produce alrededor de 5 millones de toneladas 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.

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.

En este proyecto pretende suspender la quema y por tanto disminuir la contaminación ambiental y tener una alternativa para la cosecha de caña en verde esto implica dos grandes retos para el sector; por un lado la cosecha en sí y por otro, el manejo de los residuos en el campo. Esto traería beneficios, no solo disminuir la contaminación ambiental si no también se mejoraría la estructura del suelo y su fertilidad, se requeriría menos agua y aplicación de herbicidas en la etapa inicial de crecimiento del cultivo que se traduciría en mayores rendimientos de azúcar.

Se pretende construir una tecnología para el manejo y cosecha de caña en verde mediante un mecanismo deshojador (etapa 4) de una maquina cosechadora de caña en estado verde.[1]

CAPITULO2.- JUSTIFICACION Y OBJETIVOS

2.1. Justificación

Ripoli (2000) indica que al quemar la caña de azúcar, como actividad previa a la cosecha, se presentan una serie de problemas ambientales como lo son:

- 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 caña y se pierde, además el suelo puede pegarse a esta sacarosa exudada y contaminar los tallos.

En lo que respecta a la contaminación atmosférica, Molina (1998) menciona que las quemas agrícolas, entre ellas la quema de la caña de azúcar antes y después de la cosecha, se encuentra junto a otros factores como causa del deterioro de la calidad del aire. La adopción de la quema antes de la cosecha para facilitar este trabajo y de la requema de los residuos para facilitar las labores pos cosecha, generan un impacto ambiental negativo sobre todo en las poblaciones asentadas alrededor de las áreas de cultivo de la caña de azúcar.

Igualmente en un estudio realizado en el Valle del Cauca, Colombia, por la Universidad de la Salle y citado por Molina (1998), con el fin de evaluar la contaminación atmosférica generada por la quema de la caña de azúcar y su proceso agroindustrial, se obtuvieron las cifras en cuanto a la emisión de partículas, monóxido de carbono e hidrocarburos. En los reportes mensuales hay coincidencia entre los valores más altos de partículas en suspensión y la época de la quema de la caña de azúcar en algunas de las zonas estudiadas.

Este estudio, al igual que Hernández (1995), sugiere que el deterioro de la calidad del aire está generando consecuencias en la salud de los habitantes, al observar un incremento en los casos de infecciones y trastornos respiratorios. Sin embargo existen pocos estudios que permitan establecer con mayor precisión, una correlación entre las altas tasas de enfermedades respiratorias y la contaminación atmosférica.

En ese sentido Molina (1998) afirma que la cosecha en verde de la caña de azúcar es una práctica que ha sido bien aceptada en muchos países debido a los beneficios que presenta, aunque implica nuevos retos tecnológicos. La implementación de la cosecha en verde traería beneficios como la disminución de la contaminación ambiental, mejora en la estructura y fertilidad de los suelos y menores requerimientos hídricos, entre otros.

La cosecha en verde de la caña de azúcar, contribuye favorablemente al mejoramiento de las condiciones físicas, químicas y biológicas del suelo, principalmente por el aporte de materia orgánica conformada por la hojarasca. Esta hojarasca u otros residuos vegetales que quedan sobre el suelo, cuando no se queman en las labores pre y poscosecha, constituyen una de las principales formas de transferir materiales y energía para el sostenimiento de los procesos que se desarrollan en el suelo, forma parte del alimento y de la energía utilizada por los organismos responsables de la descomposición de estos compuestos. Este aporte de biomasa se convierte en una reserva de materia orgánica y de minerales que van a realizar un aporte muy importante en el sistema de producción sostenible del cultivo de la caña de azúcar, al promover el reciclaje de nutrientes, como consecuencia las necesidades de fertilización pueden ser menores en especial la de nitrógeno, Molina, (1998). Igualmente estos residuos protegen al suelo al tener un efecto amortiguador al paso de la maquinaria, además de proteger a las cepas de caña sobre todo durante la cosecha y en especial en períodos húmedos; esto alarga la vida útil del cultivo y distancia los ciclos de renovación del mismo.

Crovetto (1992) señala que los residuos de cosecha en la superficie del suelo evita el impacto directo de las gotas de lluvia, disminuyen la destrucción de los agregados, la erosión hídrica y eólica, encostramiento y la escorrentía.[1]

2.2 objetivo

2.2.1 Objetivo general

Establecer una memoria de cálculo del subsistema 4, el cual contempla un tornillo sinfín, el cual compactará las hojas de la caña. Un deshojador, el cual se encargará de cortar las hojas. Un bastidor estructural para colocar los 4 subsistemas adicionales de la cosechadora de caña en verde. Planos de diseño, de manufactura y de ensamble de cada elemento.

2.2.2 Objetivos específicos

- Hacer un estudio 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 de algún software.

2.3 caracterización en el área que se participo

Las actividades de diseño y prueba de materiales se llevarán a cabo en el laboratorio de Ingeniería mecánica (Edificio I), tanto en el aula de diseño, como en el taller de manufactura. Lo anterior en las instalaciones del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, que se encuentra en Carretera Panamericana Km. 1080, Tuxtla Gutiérrez, Chiapas.

Las pruebas de campo se realizaran en las instalaciones de la empresa “Taller y servicio SALAZAR S.A., en la ciudad de San Francisco Pujilic, el cual se ubica en el municipio Venustiano Carranza en el estado de Chiapas en las coordenadas geográficas latitud 16.277222 y longitud -92.452778 a una mediana altura de 620 metros sobre el nivel del mar (msnm) a 106 km de Tuxtla Gutiérrez.

2.4 problemas a resolver

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.

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

2.5 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.

Otra de las metas sería el diseño de un bastidor estructural para montar a los demás subsistemas y lograr una buena interacción entre ellos, tomado en cuenta el diseño y dimensiones de los demás subsistemas para poder diseñar al bastidor.

CAPÍTULO 3.- FUNDAMENTO TEÓRICO

El diseño es una disciplina común a muchos casos. En todo participa con características similares, cuya enumeración facilita su definición.

El diseño está ligado a la concepción o implementación de objetos, sistemas o dispositivos que no existen o que existiendo requieren modificaciones para cumplir con nuevos requerimientos. Implica la toma de decisiones frente a la incertidumbre causada por la falta de información o antecedentes.[3]

3.1. Conceptos de diseño

Existe un muchas definiciones de lo que es el diseño, sin embargo mencionaremos solamente algunas que consideramos importantes y que fueron dadas por diferentes autores. Podemos decir entonces que:

a).- El diseño es una actividad creativa que supone la consecución de algo nuevo y útil, sin existencia previa. (Reswick, 1965).

b).- El diseño es la solución óptima de un conjunto de verdaderas necesidades en un conjunto particular de circunstancias. (Matchett, 1968).

c).- El diseño consiste en simular lo que queremos construir (o hacer), antes de construirlo (o hacerlo), tantas veces como sea necesario para confiar en el resultado final. (Booker, 1964).

d).- El diseño técnico es la utilización de principios científicos, información técnica e imaginación en la definición de una estructura mecánica, máquina o sistema que realice funciones específicas con el máximo de economía y eficiencia. (Fielden, 1963).

Tomando como apoyo las definiciones anteriores podemos establecer el siguiente concepto:

El “diseño mecánico” es el proceso lógico que ordena y planea la actividad creativa que, utilizando principios científicos, información técnica e imaginación, define estructuras mecánicas, máquinas o sistemas para realizar funciones específicas con el máximo de economía y eficiencia.[3]

3.2. Proceso del diseño

El proceso del diseño se refiere a la metodología que debe seguirse durante el desarrollo de cualquier tipo de diseño. Este proceso o etapas del diseño se representan en la figura (1.1).

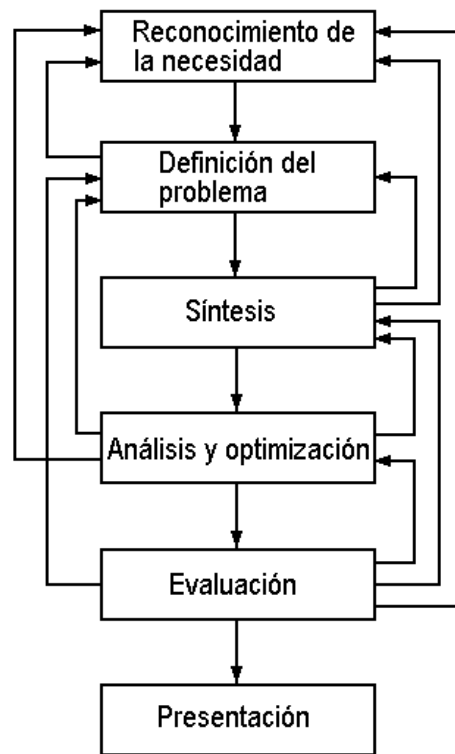


Figura 3.1. Proceso o etapas del diseño.

Reconocimiento de una necesidad.

Generalmente el diseño comienza cuando nos damos cuenta de una necesidad y decidimos hacer algo al respecto. Una necesidad se identifica fácilmente después de que alguien la ha planteado.

Definición del problema.

Debe abarcar todas las condiciones para el objeto que se ha de diseñar. Tales condiciones o especificaciones son las cantidades de entrada y salida, las características y dimensiones que deberá ocupar el objeto y, todas las limitaciones a estas cantidades.

Las especificaciones definen el costo, la cantidad de piezas a fabricar, la duración esperada, el intervalo o variedad de capacidades, la temperatura de trabajo y la confiabilidad.

Síntesis.

Este paso se refiere a la búsqueda de muchos procedimientos alternativos de diseños posibles, sin preocuparse de su valor o calidad. Este paso se conoce a veces como paso de ideas de invención, en el cual se genera en número mayor posible de soluciones creativas.

Análisis y optimización.

En esta etapa se requiere que se ideen o imaginen modelos abstractos del sistema que admitan alguna forma de análisis matemático. Tales modelos reciben el nombre de modelos matemáticos. Al crearlos se espera encontrar alguno que reproduzca lo mejor posible el sistema físico real.

Evaluación.

Esta fase es muy importante dentro del proceso total del diseño, pues es la demostración definitiva de que el diseño es acertado y, generalmente incluye pruebas con un prototipo en el laboratorio. En este punto es cuando se desea observar si el diseño satisface realmente las necesidades. Por ejemplo:

- ¿Es confiable?
- ¿Competirá con éxito contra productos semejantes?
- ¿Es fácil de mantener y ajustar?
- ¿Se obtendrán ganancias por su venta o uso?

Presentación.

La presentación del diseño a otras personas es el paso final y vital del diseño. Es indudable que muchos diseños importantes, inventos y trabajos creativos se han perdido

en el tiempo, sencillamente porque los creadores se rehusaron o no fueron capaces de explicar sus creaciones a otras personas.

En esencia hay tres medios de comunicación que se pueden utilizar:

a). Forma oral.

b). Forma escrita.

C. Representación gráfica.

Estas tres formas de comunicación, son habilidades o conocimientos que puede adquirir o desarrollar una persona inteligente. La habilidad o destreza se adquiere solo por la práctica. Por lo general las comunicaciones habladas o escritas requieren de estudio para comprenderlas, pero las imágenes pueden comprenderse con facilidad y deben usarse libremente.

El ingeniero competente no debe temer a la posibilidad de no tener éxito en una presentación. De hecho es de esperar que tenga fracasos ocasionales, porque generalmente, se encuentra con críticas negativas cada vez que surge una idea creativa. De cada fracaso puede aprender muchísimo y las mayores ganancias las obtienen quienes no rehúyen al riesgo de la derrota. A fin de cuentas el verdadero fracaso será abstenerse en absoluto de presentar ideas. [3]

3.3.- 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 consideración algún 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.

Con el fin de tomar en cuenta en el diseño los factores anteriores, se emplea lo que se conoce como “factor de seguridad”.

Para materiales dúctiles en los cuales se considera que el esfuerzo último a la tensión y compresión tienen el mismo valor, se tiene:

$$n_{u(diseño)} = \frac{\text{Esfuerzo último}}{\text{Esfuerzo de trabajo}} \quad \text{Ec. 3.1}$$

$$n_{y(diseño)} = \frac{\text{Esfuerzo de cedencia}}{\text{Esfuerzo de trabajo}} \quad \text{Ec. 3.2}$$

Resulta aparente que la relación del factor de seguridad apropiada es empírica y depende mucho de la experiencia que se tenga. Cuando un dispositivo tiene mucho tiempo de uso, los factores referentes a su comportamiento son confiables. De hecho se puede depender de tales datos aunque hayan tenido modificaciones en el diseño.

Joseph P Vidosic considera razonables los siguientes factores de seguridad, los cuales están basados en la resistencia a la cedencia:

- 1.- $n_s = 1.25 - 1.5$, para materiales muy confiables usados bajo condiciones controladas y, sujetos a carga y esfuerzo que puedan determinarse con exactitud.
- 2.- $n_s = 1.5 - 2$, para materiales con características perfectamente conocidas con condiciones ambientales fijas y, sujetos a cargas y esfuerzos que puedan determinarse con facilidad.
- 3.- $n_s = 2 - 2.5$, para materiales que trabajan en condiciones normales y sujetos a carga y esfuerzo que puedan calcularse
- 4.- $n_s = 2.5 - 3$, para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones normales de medio ambiente, carga y esfuerzo.
- 5.- $n_s = 3 - 4$, para materiales no experimentados en condiciones normales de medio ambiente, carga y esfuerzo.
- 6.- $n_s = 2 - 4$, para fuerzas de impacto, donde deberá incluirse un factor de impacto.

7.- $n_s = 3 - 8$, para materiales frágiles, considerando a la resistencia última como la máxima teórica. [3]

3.4.- fundamentos de ergonomía

La ergonomía es una disciplina técnico-científica y de diseño que estudia integralmente al hombre (o grupos de hombres) en su marco de actuación relacionado con el manejo de equipos y máquinas, dentro de un ambiente laboral específico, y que busca la optimización de los tres sistemas (hombre-máquina-entorno).

El objetivo principal de la ergonomía, es la actividad concreta del hombre aplicado al trabajo utilizando medios técnicos, siendo su objetivo de investigación el sistema hombre-máquina-entorno.

El término ergonomía proviene del griego ergón (trabajo) y nomos (leyes naturales). Fue propuesto por el naturalista polaco Woitej Yastembowski en 1987 en su estudio “ensayos de ergonomía o ciencia del trabajo”, basado en las leyes objetivas de la ciencia sobre la naturaleza, en la cual se proponía construir un modelo de la actividad laboral humana.

Frederic Taylor da los primeros pasos en el estudio de la actividad laboral con su obra “Organización científica del trabajo”, donde se aplica el diseño de instrumentos elementales de trabajo tales como palas de diferentes formas y dimensiones.

En los años veinte del siglo pasado se desarrolla con gran intensidad la fisiología, la psicología y la higiene del trabajo, y sus resultados adquieren gran aplicación en la producción. La sociología industrial nace en esa época con los experimentos de Howtorn de Elton Mayo, que demuestran que los estímulos morales y psicológicos no están por debajo de los económicos, surgiendo así una corriente de humanización del trabajo.

Con el advenimiento de la Segunda Guerra mundial puede considerarse que en el mundo occidental surge la ergonomía como disciplina ya formada el 12 de Julio de 1949 (Sociedad de investigación Ergonómica).

En ésta fecha se formó un grupo interdisciplinario interesado en los problemas laborales humanos. El 16 de Febrero de 1950 se adoptó el término ergonomía, dando lugar a su bautizo definitivo.

En 1961 se fundó la Asociación Ergonómica Internacional con más de 30 países miembros. Como disciplina independiente en los países socialistas, la Ergonomía empezó a desarrollarse en los años cincuenta con base a la mecanización y automatización de la producción.

3.4.1.- consideraciones ergonómicas sobre el diseño de equipos.

Las consideraciones ergonómicas que hay que tomar en cuenta en el diseño de equipos se representan en la figura (3.2). [3]

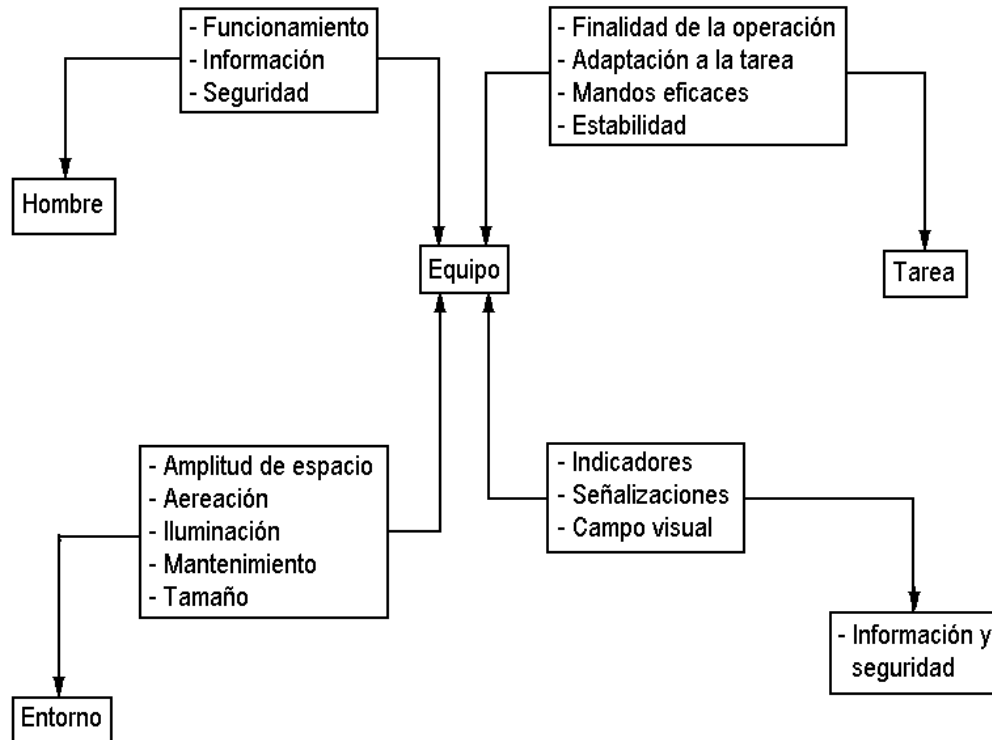


Figura 3.2. Consideraciones ergonómicas sobre el diseño de equipos.

3.5 diseño de ejes de trasmisión

3.5.1 Introducción

Un eje de transmisión es un elemento de sección circular cuya función es la de transmitir movimiento y potencia. La transmisión del movimiento se realiza a través de otros elementos tales como engranes, poleas, cadenas, etc.

Diseñar un eje consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar una rigidez y una resistencia satisfactorias, cuando el eje transmite potencia bajo diferentes condiciones de carga. [2]

3.5.2 cálculo de par torsor

$$T = F * r$$

Ec. 3.3

Donde:

T = torsor (N * m ó lb * in)

F = fuerza (en N ó lb)

r = radio (m ó in)

3.5.3 cálculo de la potencia para el eje

$$H = \frac{T \cdot n}{63000} \quad \text{Ec.3.4}$$

Sistema inglés:

Donde:

H = potencia (hp)

T = torsor (*lb * in*)

n = rpm

Sistema internacional:

$$H = T * \omega \quad \text{Ec. 3.5}$$

Donde:

H = potencia (KW)

T = torsor (KN * m)

n = rpm

3.5.4.- criterios de diseño de ejes. [2]

El diseño de un eje debe estudiarse a partir de los siguientes puntos de vista:

1.- Análisis por resistencia.

- Bajo cargas estáticas.
- Bajo cargas dinámicas.

3.5.5.- análisis por resistencia bajo cargas estáticas. [2]

En un eje redondo macizo de diámetro d, que se somete a cargas de flexión, axiales y de torsión se desarrollan los siguientes esfuerzos:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \text{-----(a) (esfuerzo por flexión y carga axial)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \text{----- (b) (esfuerzo por torsión)}$$

Para ejes huecos

$$\sigma_x = \frac{32Md_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} + \frac{4F}{\pi(d_o^2 - d_i^2)} \text{----- (c)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16Td_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \text{----- (d)}$$

Los esfuerzos principales no nulos son:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \text{ Ec. 3.5}$$

El esfuerzo cortante máximo es:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \text{ Ec. 3.6}$$

El esfuerzo de Von Mises (energía de distorsión máxima) es:

$$\sigma' = (\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{1/2} = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \text{ Ec. 3.7}$$

Sustituyendo las ecuaciones (a) y (b) en (3.5) y (3.6) se tiene:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi d^3} \sqrt{(8M + Fd)^2 + (8T)^2} \text{ Ec. 3.8}$$

$$\sigma' = \frac{4}{\pi d^3} \sqrt{(8M + Fd)^2 + 48T^2} \text{ Ec. 3.9}$$

Si el análisis o diseño ha de ser con base a la teoría del esfuerzo cortante máximo, entonces el valor admisible de $\tau_{m\acute{a}x}$ es

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{2n_s} \text{ Ec. 3.10}$$

en donde S_y = resistencia a la fluencia del material

n_s = factor de seguridad

Con base a la teoría de la energía de distorsión se tiene que

$$\sigma'_{adm} = \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ec. 3.11}$$

En la mayoría de los casos la componente axial F es nula, o es tan pequeña que su efecto puede despreciarse. Con $F = 0$ las ecuaciones (4.4) y (4.5) se transforman en

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad \text{Ec. 3.12}$$

$$\sigma' = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4M^2 + 3T^2} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Si utilizamos el esfuerzo cortante admisible, a partir de la ecuación (3.12) tenemos que

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 3.14}$$

Si se conoce d entonces:

$$\frac{1}{n_s} = \frac{32}{\pi d^3 S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \quad \text{Ec. 3.15}$$

Si utilizamos la teoría de la energía de distorsión máxima, entonces

$$d = \left[\frac{16n_s}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 3.16}$$

Si se conoce d entonces

$$\frac{1}{n_s} = \frac{16}{\pi d^3 S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \quad \text{Ec. 3.17}$$

3.5.6.- análisis por resistencia bajo cargas dinámicas. [2]

En cualquier eje rotatorio cargado por momentos estacionarios de flexión y torsión, actuarán esfuerzos por flexión completamente invertida debido a la rotación del árbol, pero el esfuerzo torsional permanecerá estable. Por lo tanto se tiene que

$$\sigma_{xa} = \frac{32M_a}{\pi d^3} \text{ ----- (a) (amplitud del esfuerzo alternante)}$$

$$\tau_{xym} = \frac{16T_m}{\pi d^3} \text{ ----- (b) (esfuerzo de punto medio o estable)}$$

De acuerdo con lo anterior se han desarrollado una serie de teorías para el diseño por fatiga, siendo las más populares:

Relación elíptica ASME para la fatiga y la energía de distorsión para el esfuerzo. (Norma ANSI B106.1M-1985).

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 3.18}$$

Relación de Goodman modificada para la fatiga y la energía de distorsión para el esfuerzo.

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi} \left(\frac{K_f M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} T_m}{2S_u} \right) \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 3.19}$$

En donde

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_r S'_e$$

Siendo S'_e = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

S_e = límite de resistencia a la fatiga corregido para todos los efectos, excepto concentración de esfuerzos

S_y = límite de fluencia del material

S_u = resistencia última del material

M_a = momento flector alternante

T_m = Valor promedio del momento torsional

3.6.- selección de rodamientos[2]

3.6.1.- 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:

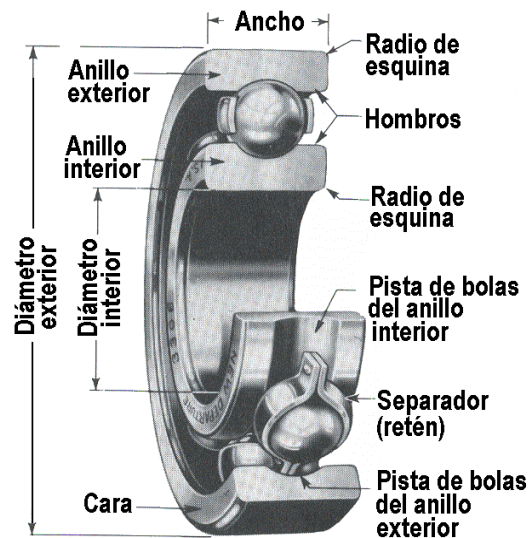


Figura 3.3. Cojinete de contacto rotatorio

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.

3.6.2.- 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.

3.6.3.- 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:

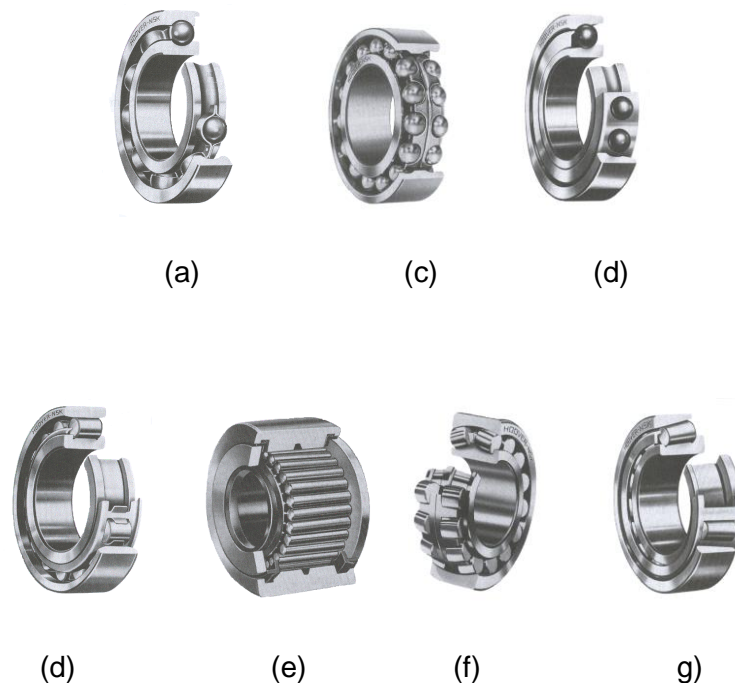


Figura 3.4.Las figuras anteriores representan lo siguiente:

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 (3.1) que se da a continuación:

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

Tabla 3.1. Comparación de tipo de cojinetes.

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.

3.6.4. 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

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^k \quad \text{Ec. 3.20}$$

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

3.6.5.- 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

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad \text{Ec. 3.21a}$$

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

$$L_d = (h)(rpm)(60 \text{ min/ h}) \quad \text{EC.3.21b}$$

3.6.6.- 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

$$P_d = B * F_r \quad \text{Ec. 3.22}$$

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:

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad \text{Ec. 3.21}$$

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.

3.6.7.- 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

$$P = BXF_r + YF_a \quad \text{Ec. 3.23}$$

Donde 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 y F_a y determinar la especificación de carga dinámica mediante la expresión

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

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 (3.2).

5.- Si $F_a / F_r > e$, calcule entonces X y Y a partir de la tabla (3.2).

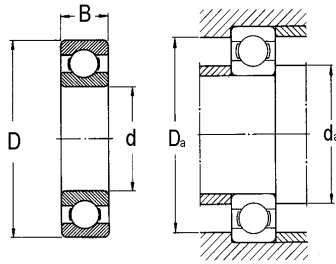
6.- Determinar $P = BXF_r + YF_a$; $P = P_d$

7.- Si $F_a / F_r \leq e$, utilizar la expresión $P = \sqrt{F_r}$ 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.

		$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
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

Tabla 3.2.



número de cojinete	d Mm	D mm	Ancho B Mm	Flecha d_a Mm	Carcasa D_a mm	Masa del cojinete Kg	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

Tabla 3.3 catálogo de rodamientos de bolas SKF

3.6.8.- 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.

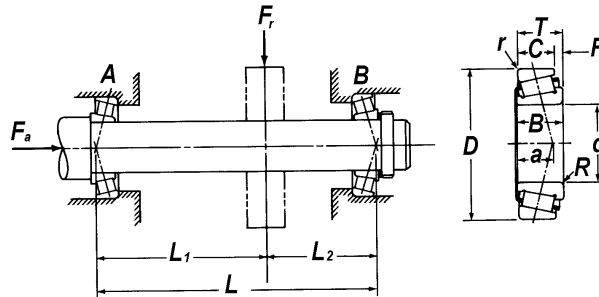


Figura 3.5. Montaje de un par de rodillos cónicos.

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

$$P_A = 0.4F_{rA} + 0.5\left(\frac{Y_A}{Y_B}\right)F_{rB} + Y_A T_A \quad \text{Ec. 3.24}$$

$$P_B = F_{rB} \quad \text{Ec. 3.25}$$

Donde 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:

$$\text{Si } P_A < F_{rA} \text{ entonces } P_A = P_{rA} \quad \text{Ec. 3.26}$$

$$\text{Y } P_B = 0.4F_{rB} + 0.5\left(\frac{Y_B}{Y_A}\right)F_{rA} - Y_B T_A \quad \text{Ec. 3.27}$$

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

$$C_A = P_A \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{1/k} \quad \text{Ec. 3.28}$$

$$C_B = P_B \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{1/k} \quad \text{Ec. 3.29}$$

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.

Diámetro interno, d (pul)	Diámetro externo, D (pul)	Espesor 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

Tabla 3.4 datos para la elección de rodamientos cónicos

3.7. Criterios de diseño para cuchillas[5]

3.7.1. Introducción

El diseño de una herramienta, como es una cuchilla, para trabajar materiales metálicos o polímeros es vital para lograr un funcionamiento óptimo. Los aspectos que hay que tomar en cuenta en el diseño de una cuchilla o herramienta en general son: La geometría de forma, el tamaño, el material, el proceso de fabricación, el tratamiento térmico, condiciones de trabajo y pruebas de funcionalidad.

3.7.2. Conceptos de diseño

Los conceptos de diseño para una cuchilla son:

- Requerimientos
- Funcionalidad

3.7.3. Requerimientos

Los requerimientos de una cuchilla se refieren a los requisitos que se necesitan de esta herramienta, tomando factores como maquinabilidad y geometría.

La maquinabilidad de un acero de herramienta es muy importante sobre todo cuando es utilizado el maquinado convencional con arranque de viruta. Un buen sistema de medición del maquinado de dichos aceros de herramienta es su valor V_{22} . El valor V_{22} representa la velocidad de corte que da una vida de la herramienta de 22 minutos con ciertas características específicas de corte, por lo tanto el V_{22} es una medida para el desgaste de la herramienta. En la siguiente tabla se muestra esta característica.

Aceros de herramienta	V22 (m/ min)
H13	65
S7	55
L6	50
O1	55
A2	55
D2	30
D6	30
M2	30
M3:2	30
M4	30

Tabla 3.5. Velocidad de maquinado de acuerdo al tipo de acero herramienta.

3.7.4. Resistencia al desgaste.

Una característica muy importante es la vida de la herramienta, la cual está relacionada con la resistencia al desgaste del material de la misma.

La resistencia al desgaste depende de la dureza del acero y de su contenido de carburos. El efecto combinado de estos dos factores da al acero de herramienta su resistencia al desgaste. Después de un tratamiento térmico normal dicha resistencia al desgaste puede ser clasificada como sigue.

Acero de Herramienta	Resistencia al Desgaste
L6	Menor
H13	A
SI	U
S7	M
O1	E
A2	N
D2	T
D6	A

Tabla 3.6. Resistencia al desgaste de aceros herramientas

Tanto la dureza como el contenido de carburo son afectados por el tratamiento térmico. La austenitización disuelve los carburos, siendo este efecto más pronunciado a altas temperaturas y a tiempos de estancia más largos, cuando los carburos se han disuelto; el contenido de carbono en la matriz se incrementa y junto con esto la dureza de la estructura templada (martensita). Sin embargo como regla, la reducción correspondiente de tenacidad limita el incremento de dureza que de esta manera puede permitirse. En otras palabras el incremento de dureza de la matriz toma lugar a costa de la cantidad de partículas de carburo presentes en la misma. Los aceros altamente aleados contienen carburos de tal tamaño y composición que no son disueltos completamente después de la austenitización. Estos son los carburos que imparten una buena resistencia al desgaste. Los carburos son considerablemente más fuertes que la matriz y soportan mucha presión de la superficie generada por el deslizamiento del desgaste abrasivo. La siguiente tabla muestra la vida relativa de una herramienta cuando es usada para cortar, en diferentes tipos de aceros.

Acero de Herramienta	Dureza (H.R.C.)	Vida de la Herramienta
S7	54-56	Menor
A2	58-60	↓
D2	60-62	AU
D6	60-63	MEN
M2	62-63	TA
M3:2	63-64	↓
M4	63-64	Mayor

Tabla 3.7. Vida de la herramienta de diferentes aceros.

El desgaste al cortar también es afectado por diferentes características del material a procesar, como son:

- Análisis
- Superficie
- Propiedades Mecánicas
- Espesor

3.7.5.- Análisis.

La composición química del material afecta de diferentes maneras el desgaste al cortar. Por ejemplo al cortar un acero inoxidable austenítico 304, el material se adhiere a la herramienta, causando " desgaste adhesivo

La situación inversa se encuentra al cortar lámina de acero de alto contenido de silicio. Aquí el desgaste es principalmente abrasivo sin que ningún material se adhiera a la herramienta.

3.7.6. Superficie.

La superficie del material que será cortado afecta también al desgaste, por ejemplo el desgaste es mayor cuando se corta un material con superficie oxidada que con superficie brillante.

La capa de óxido sobre la superficie del material de trabajo actúa como un abrasivo causando un desgaste más agresivo.

También afecta el cortar materiales con recubrimientos superficiales tales como los de plástico y zinc.

3.7.7. Propiedades Mecánicas.

El desgaste se ve afectado especialmente por la Resistencia a la Tensión, la resistencia a la Cedencia y el porcentaje de elongación del material a cortar.

Conforme la relación entre la Resistencia a la Cedencia y la Resistencia a la Tensión decrece, el desgaste aumenta. De esta manera al aumentar el % de elongación aumenta también el desgaste. Por lo tanto el bajo % de elongación conduce a un desgaste menor.

3.7.8. Espesor.

El espesor de la lámina tiene una influencia considerable sobre el desgaste al cortar, pero el desgaste es mayor al cortar un material endurecido. En la siguiente tabla se muestra como se incrementa la vida de la herramienta al disminuir el espesor de la lámina

Espesor de la lámina (mm)	Dureza de la Herramienta (HRC)	Vida de la Herramienta
1.10	52	menor
1.10	54	+
1.10	56	+
1.10	58	+
0.5	54	+
0.5	56	+
0.5	58	+
0.5	60	mayor

Tabla 3.8. Incremento de la vida de la herramienta al reducir el espesor.

3.8.8. Tenacidad.

En operaciones de corte, las herramientas deben poseer cierta tenacidad.

Los requerimientos de tenacidad aumentan a medida que aumenta el espesor del material cortado. Al cortar una placa o barra gruesa, los cantos cortados están sujetos a una presión superficial muy alta. La herramienta debe poseer una alta tenacidad para que no se astille. Para este propósito deben ser utilizados los aceros resistentes al impacto. Las mismas exigencias son hechas para trabajo en caliente, la siguiente tabla muestra la tenacidad relativa de diferentes aceros de herramienta.

Acero de Herramienta	Tenacidad
S7	Máxima
L6	↓
H13	DIS
SI	MI
OI	UN
A2	YE
M3:2 1	↓
M2	↓

Tabla 3.9. Tenacidad de diferentes aceros de herramientas.

3.7.9. Fuerza de corte.

La fuerza de corte que se requiere para efectuarlo está en función de la Resistencia a la Tensión (R.T.) del material a cortar y el área de corte (A_c), pero la fricción entre la cuchilla y el material hace que se incremente la fuerza de corte

La siguiente fórmula empírica se usa para el cálculo:

$$F_{m\acute{a}x} = 0.7 R.T. A_c \quad \text{Ec. 3.30.}$$

en donde:

F_{max} = Fuerza máxima de corte en Lb

A_c = Área de corte en pulgadas cuadradas

Sí el corte es circular la fórmula es:

$F_{m\acute{a}x} = 2.2 R.T. D t$: siendo D el diámetro de la circunferencia y t el espesor del material en pulgadas.

3.7.10. Selección del material de fabricación de cuchillas

Dentro de los aceros para trabajo en frío, existe un grupo, que es el de los aceros alto carbono, alto cromo, los cuales bajo la norma AISI se representan bajo la letra D (DIE). Los aceros en este grupo muestran alta resistencia al desgaste, buena profundidad de endurecimiento y bajos cambios dimensionales en el temple.

Dentro de los aceros de alto carbono, alto cromo que se venden en el país se encuentran el D 2, D 3 y D 4, los cuales tienen las mejores características de estabilidad dimensional durante el templado, de cualquiera de los aceros de herramientas convencionales. El acero D 3 es un acero de temple al aceite, lo cual causa problemas de agrietamiento, por lo mismo en la elaboración de este trabajo, seleccionamos un acero de temple al aire (acero D 2). Este medio de enfriamiento disminuye al mínimo la posibilidad de grietas.

El otro acero seleccionado es el S 7 el cual es esencialmente un acero de medio carbono, alrededor de 0.50 % con contenidos de silicio, cromo y tungsteno.

Este acero pertenece al grupo de los aceros S (SHOCK WORK.), los cuales se caracterizan por una alta resistencia y una moderada resistencia al desgaste, con un alto grado de tenacidad.

Resumiendo, los aceros seleccionados para este trabajo, son los aceros D 2 y S 7 y a continuación damos información referente sobre estos aceros.

3.7.11. Acero para trabajo en frío: acero d-2

Datos Generales:

Análisis: Carbono 1.55%, Silicio 0.3%, Manganeso 0.3%, Cromo 12.0%, Molibdeno 0.8%, Vanadio 0.8%.

Estado de suministro: Recocido blando a 210 HB aprox.

El acero D-2 es un acero para herramientas, de alto contenido de carbono y cromo. Se caracteriza por:

- Alta resistencia al desgaste
- Alta resistencia a la compresión
- Alta dureza superficial después del temple
- Buenas propiedades de endurecimiento total
- Excelente estabilidad en el temple

Aplicaciones:

El acero D-2 se recomienda para herramientas que requieren muy alta resistencia al desgaste, combinada con una moderada tenacidad (resistencia al impacto).

Corte	Espesor del material	Dureza del material
Herramientas para estampado ordinario y fino, perforación, recorte, cizallado, desbastado y corte.	< 1/8 in 1/8-1/4 in 1/4-13/32 in	58-62 HRc 56-58 HRc 54-56 HRc

Tabla 3.10. Espesor de la cuchilla de acuerdo al tipo de herramientas.

3.7.12. Acero para trabajo en frío: acero s-7

Datos Generales:

Análisis: C= 0.50%, Si= 0.3%, Mn=0.7%, Cr=3.2%, Mo=1.4%

Estado de suministro: Recocido blando á aprox. 200 HB

El acero S-7, es un acero aleado con cromo-molibdeno, el cual se caracteriza por:

- Alta tenacidad
- Excelente resistencia al desgaste
- Alta resistencia a la compresión
- Buenas propiedades durante el templado
- Buena maquinabilidad

Aplicaciones

El acero S-7 posee una favorable combinación de tenacidad y resistencia al desgaste para servicio pesado de cortado y formado.

Resulta ideal para cizallas cortas y herramientas de corte, ya sea en caliente o en frío.

Otras aplicaciones incluyen punzones para remachar, cinceles, dados para cabecear en frío y herramientas para forja.

Corte	Espesor del material	Dureza del material
Herramientas para: corte de piezas, punzonado, desbarbado, cizallado, desbastado.	hasta 3mm (1/8 in) 3-6 mm (1/8-1/4 in) 6-10 mm (1/4-13/32 in)	56-58 54-56 52-54

Tabla 3.11. Espesor de la cuchilla de acuerdo al tipo de herramientas.

3.8. Diseño de transportadores de tornillo sin fin[8]

3.8.1 Transportadores de tornillo sin fin

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.

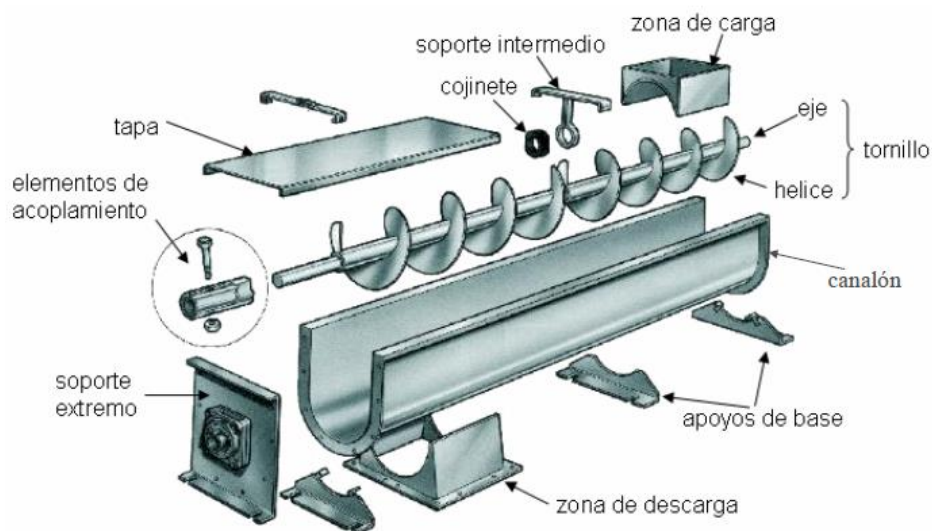


Figura 3.5. Transportador de tornillo sin fin y su partes

3.8.2 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 esta 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.

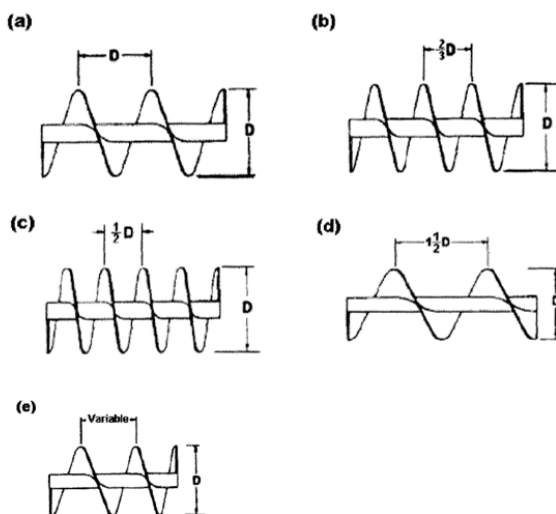


Figura 3.6. Clasificación de los sin fines por el paso

- 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 tambien según el tipo o forma del helicoide o espiras en:

Transportadores de espiras estandares.

Estos transportadores tienen espiras completas y solidas (ver figura 3.7a), y se les denomina estandares, se utiliza para todas las aplicaciones convencionales de transporte continuo de materiales al granel.

Transportadores de espiras recortadas.

Eneste caso, en el borde exterior de los espirales es recortada una seccion a intervalos regulares (ver figura 3.7b) . permitiendo una accion adicional de mezcla y agitacion en transito del material que se transporta. Es util 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 extraidas de los espirales, sino que son dobladas a 90 grados hacia el lado de giro del transportador(ver figura 3.7c). obteniendo un efecto asi de retardo de flujo y mezcla en transito del material transportado, es util para el calentamiento, enfriamiento o aireacion de sustancias ligeras.

Transportadores de cinta.

Los transportadores de cinta (ver figura 3.7d), son exelentes para transportar materiales pegajosos y viscosos. El espacio bierto entre el borde interior del espiral y el tubo, evita al acumulacion del material conducido.

Transportadores de espiras con paletas.

Son transportadores helicoidales estandar 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 3.7e). 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 3.7f). Permiten dar una completa acción de mezcla y un flujo controlado a materiales granulares y finos.

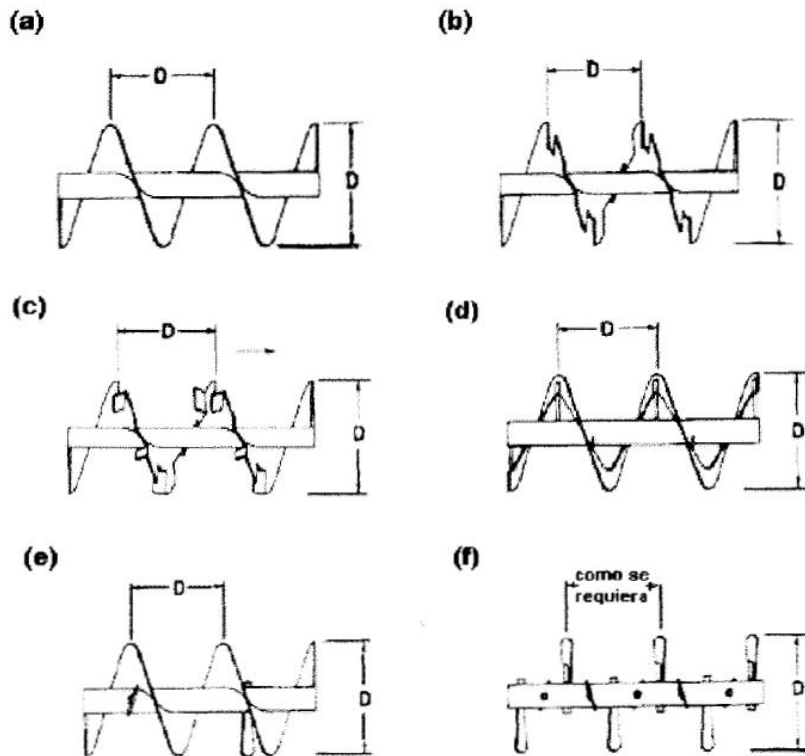


Figura 3.7. clasificación de los sinfines de acuerdo al tipo de helicoide.

- 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

3.8.3. Determinación del flujo de material[9]

Paso del tornillo:

- Entre 0.5 y 1 veces el diámetro del mismo
- Mayor cuanto más ligera sea la carga

Diámetro del tornillo:

$$D = 12 * d \quad (\text{Material homogéneo}). \quad \text{Ec. 3.31}$$

Donde:

$D = \text{diámetro de tornillo sinfín (m)}$

$d = \text{diámetro de material a transportar (m)}$

$$D = 4 * d \quad (\text{Material heterogéneo}) \text{Ec. 3.32.}$$

Donde:

$D = \text{diámetro del tornillo sinfín (m)}$

$d = \text{diámetro del material a transportar (m)}$

Velocidad del tornillo:

Inversamente proporcional a:

- Peso a granel
- Abrasividad de las cargas
- Diámetro del tornillo

Tipo de material	n(rpm)
Pesados	$n \approx 50$
Ligeros	$n < 150$

Tabla 3.12. Velocidad del tornillo de acuerdo al tipo de material

Área de relleno del canalón (m^2):

$$s = \alpha \frac{\pi * D^2}{4} \quad \text{Ec.3.33.}$$

En donde:

α = *coeficiente de relleno de la seccion.*

D = *diametro del tornillo sin fin (m)*

Tipo de carga	α
Pesada y abrasiva	0.125
Pesada poco abrasiva	0.25
Ligera poco abrasiva	0.32
Ligera no abrasiva	0.4

Tabla 3.13. Coeficiente de relleno de la sección α

Velocidad de desplazamiento del transportador:

$$v = \frac{t * n}{60} \quad \text{Ec. 3.34.}$$

Donde:

t = *paso del tornillo (m)*

n = *velocidad de giro del tornillo (rpm)*

Flujo del material transportado (t/h):

$$Q = 3600 * s * v * \rho * k \quad \text{Ec. 3.35.}$$

Donde:

ρ = *densidad del material (t/m^3)*

k = coeficiente de disminucion del flujo del material.

Inclinación del canalón	0°	5°	15°	20°	25°
K	1	0.9	0.8	0.7	0.6

Tabla 3.14. Coeficiente de inclinación del canalón

3.8.4. Potencia de accionamiento para el tornillo

$$H_H = C_0 \frac{Q \cdot L}{367} \quad \text{Ec. 3.36.}$$

Donde:

H_H = potencia para el desplazamiento horizontal del material (KW).

C_0 = coeficiente de resistencia del material.

L = longitud de la instalacion

Material	C_0 Empirico
Harina, serrín, productos granulosos	1.2
Turba, sosa, polvo de carbón	1.6
Antracita, carbón, sal de roca	2.5
Yeso, arcilla seca, tierra fina, cemento, cal, arena	4

Tabla 3.15. Coeficiente de resistencia del material.

$$H_N = \frac{D \cdot L}{20} \quad \text{Ec. 3.37.}$$

Donde:

H_N = potencia de accionamiento del tornillo en vacío (KW)

D = diametro de tornillo (m)

L = longitud de la instalacion (m)

$$H_{St} = \frac{Q * h}{367} \quad \text{Ec. 3.38}$$

H_{St} = potencia requerida para para un tornillo sinfin inclinado (KW).

h = altura de la instalacion (m).

∴ la potencia de accionamiento total es:

$$H = H_H + H_N + H_{St} \quad \text{Ec. 3.39.}$$

3.9. Diseño de Columnas[6]

3.9.1. Formula de Euler para columnas articuladas

Con base a la columna AB de la figura 3.8 se busca hallar el valor crítico de la carga P, es decir, el valor p_{cr} de la carga para el cual la posición de la figura deja de ser estable. Si $P > p_{cr}$ la menor falta de o perturbación provocará que la columna se doble. Es decir, que adopte una forma curva como la figura 3.8.

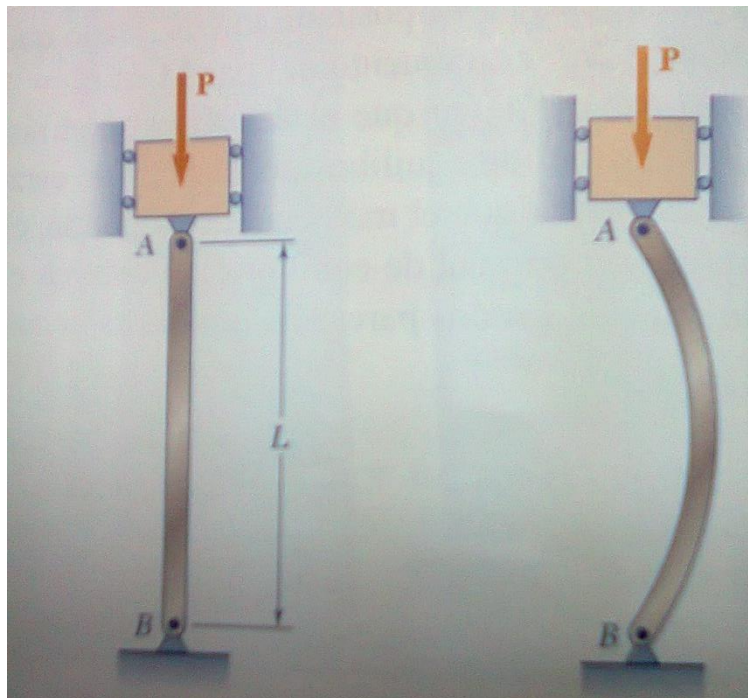


Figura 3.8.

El propósito será determinar las condiciones para que la configuración de la figura sea posible. Como una columna puede considerarse como una viga en posición vertical y bajo a carga axial y se denotara por x la distancia desde un extremo de la columna hasta un punto dado Q de la curva elástica y por y la deflexión de dicho punto (figura 3.9a). El eje x será dirigido hacia abajo, y el eje y horizontal y dirigido a la derecha. Considerando el equilibrio del cuerpo libre de la figura 3.9b, se halla que el momento en es $M = -Py$. Sustituyendo este valor de M en la ecuación de la curva elástica:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad \text{Ec. 3.40}$$

Tenemos:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} = -\frac{P}{EI}y \quad \text{Ec 3.41}$$

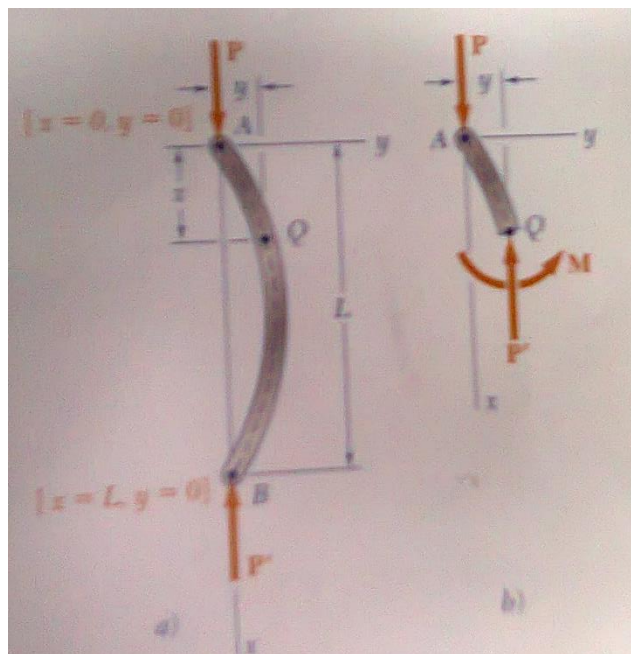


Figura 3.9.

Esta ecuación es lineal, homogénea, de segundo orden, con coeficientes constantes. Haciendo

$$P^2 = \frac{P}{EI} \quad \text{Ec 3.42.}$$

De la ecuación 3.40 se escribe

$$\frac{d^2y}{dx^2} + P^2y = 0 \quad \text{Ec. 3.43.}$$

Que es la misma ecuación diferencial que la del movimiento armónico simple, excepto, por supuesto, en que la variable independiente es ahora x en lugar de t . La solución general es:

$$y = A \operatorname{seno} px + b \operatorname{cos} px \quad \text{Ec. 3.44.}$$

Como puede verificarse, con facilidad, calculando $(d^2y)/(dx^2)$ en la ecuación.

Recordando las condiciones de frontera que deben de satisfacerse en los extremos A y B de la columna (figura 3.9a), primero se hace en $x = 0, y = 0$ en la ecuación (3.44) y se tiene que $B = 0$. Sustituyendo enseguida en $x = L, y = 0$, se tiene

$$A \operatorname{sen} pL = 0 \quad \text{Ec. 3.45}$$

Esta ecuación se satisface para $A = 0$ o si $\operatorname{sen} pL = 0$. Si ocurre lo primero, la ecuación (3.44) se reduce a $y = 0$ y la columna es recta (figura 3.8a). Si se satisface la segunda, $pL = n\pi$ o sustituyendo p en (3.42) y despejando P :

$$P = \frac{n^2\pi^2}{L^2} \quad \text{Ec. 3.46.}$$

El menor de los valores de P definido por la ecuación (3.46) es el que corresponde a $n = 1$. Entonces

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad \text{Ec. 3.47.}$$

Esta es la *fórmula de Euler*. Sustituyendo esta expresión para P en la ecuación (3.42), y recordando que $B = 0$, se tiene

$$y = A \operatorname{sen} \frac{\pi x}{L} \quad \text{Ec. 3.48}$$

El valor del esfuerzo correspondiente a la carga crítica es el esfuerzo crítico y se le designa por σ_{cr} . Retomando la ecuación (3.47) y haciendo $I = Ar^2$ donde A es el área de la sección transversal y r el radio de giro, se tiene

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E A r^2}{A L^2}$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L/r)^2} \quad \text{Ec. 3.49}$$

La cantidad L/r es la relación de esbeltez de la columna.

3.9.2. Extensión de la fórmula de Euler para otras condiciones de extremo

En el caso de una columna con extremo libre en A y empotrada en B, con la carga P (figura 3.10 a), se observa que la columna se comportara como la mitad de una columna articulada (figura 3.10b). La carga crítica para columna de la figura es la misma para la columna articulada de la figura y puede obtenerse mediante la fórmula de Euler (3.46) usando una longitud igual al doble de la longitud real L de la columna dada. Se dice que la longitud efectiva $L_e = 2L$ en la fórmula de Euler:

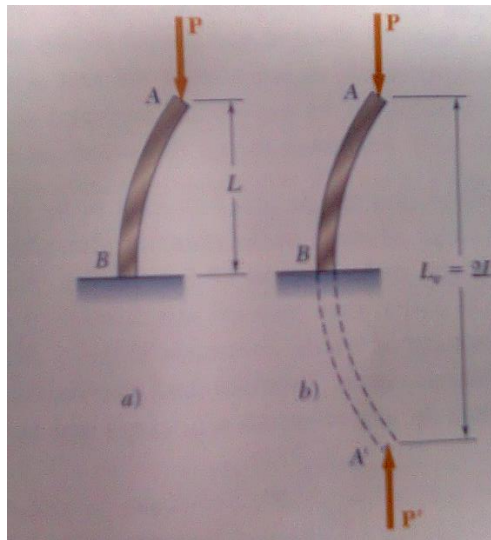


Figura 3.10.

$$P_{cr} = P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \quad \text{Ec. 3.50.}$$

En forma similar se encuentra el esfuerzo crítico mediante la ecuación

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L_e/r)^2} \quad \text{Ec. 3.51}$$

La cantidad L_e/r es la relación efectiva de esbeltez de la columna y en el caso considerado aquí, es igual $2L/r$.

Sea una columna con dos extremos empotrados A y B que soportan una carga P (figura 3.11). La simetría de los apoyos y de la carga con respecto a un eje horizontal a través del punto medio C requiere que la fuerza cortante en C y los componentes horizontales de las reacciones en A y B sean cero. Se sigue que las restricciones impuestas sobre la Mitad superior AC de la columna por el soporte en A y por la mitad inferior CB son idénticas. La porción AC debe ser simétrica con respecto a su punto medio D y este debe de ser un punto de inflexión, con momento flector cero. Un razonamiento similar muestra que el momento flector en el punto medio E de la mitad inferior de la columna también debe ser

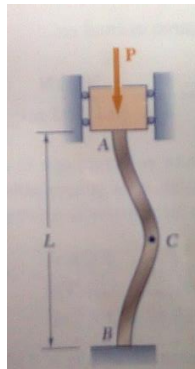


Figura. 3.11.

ceros. Puesto que el momento en los extremos de una columna articulada es cero, se tiene que la porción DE de la columna de la figura debe conducirse como una columna articulada (figura 3.12 b). Así se concluye que la longitud efectiva de una columna con dos extremos fijos es $L_e = L/2$.

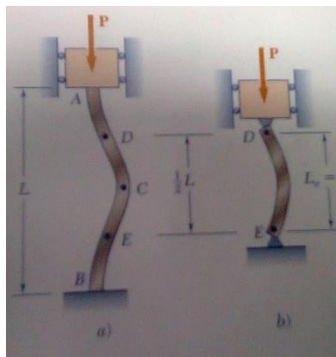


Figura 3.12

CAPITULO 4.- DESARROLLO DE LAS ACTIVIDADES

4.1. Estado del arte[1]

El primer prototipo de máquina cosechadora de caña de azúcar fue creado en Australia en el año 1940 por los hermanos Harold y Colin 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 4.1

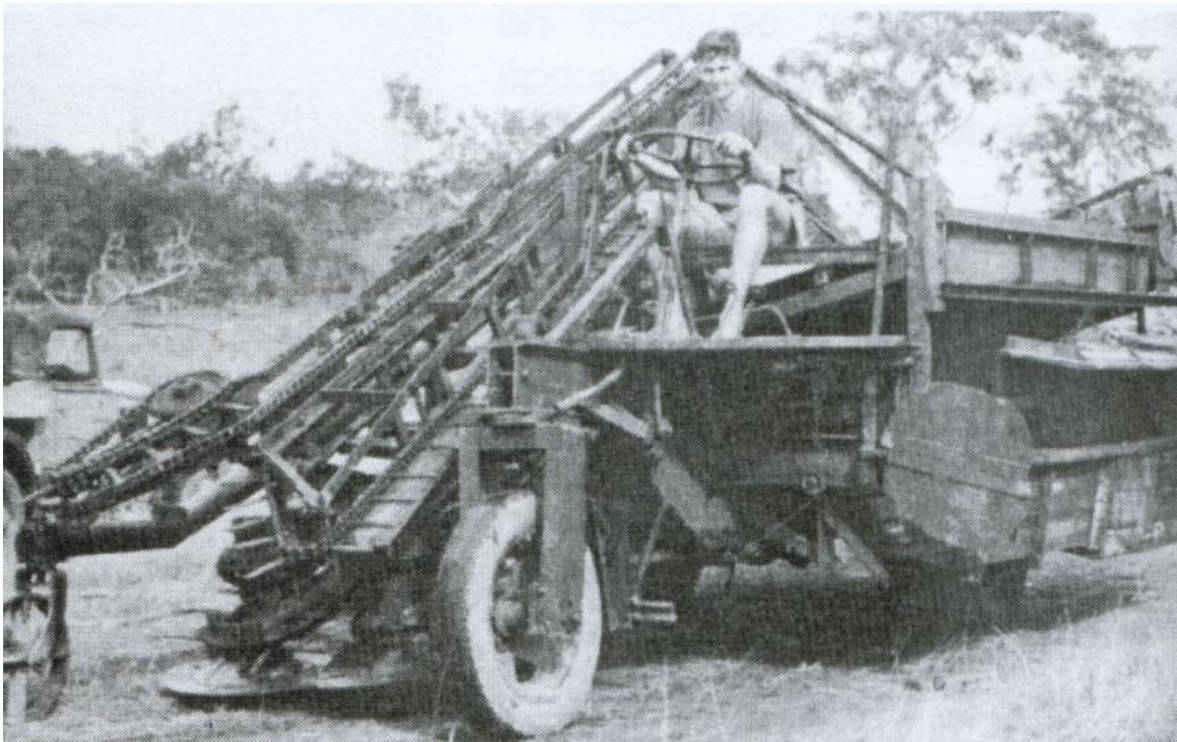


Figura 4.1.

En la figura 4.2 se observa un esquema de una máquina cosechadora de caña de azúcar convencional utilizada actualmente,

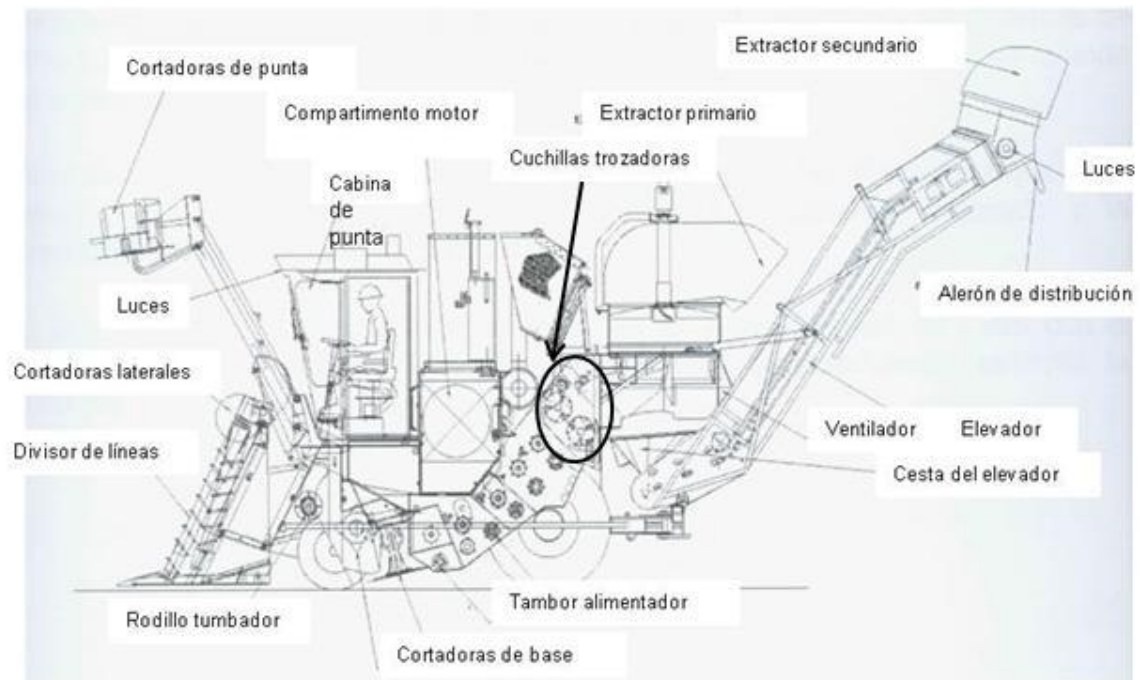


Figura 4.2 cosechadora de caña de azúcar convencional utilizada actualmente.

4.2. Diseño de las cuchillas de deshoje[5]

Datos:

Velocidad de giro de eje: 150 rpm

Diámetro de la porta cuchillas: 25 cm

Se considera una densidad de la caña 2000 kg/m^3

Diámetro de la caña: 6 cm

Longitud de la caña: 1.8 m sin cogollo

4.2.1. Selección del material para las cuchillas

Utilizaremos un acero d-2 a partir de la tabla 3.10, con un 1/8" de espesor

4.2.2. Diseño del eje para las cuchillas[2]

Calculo de par torsor

Para ello tenemos que calcular la fuerza de corte, y suponiendo que las navajas tendrán que vencer una fuerza igual a la de la caña tenemos:

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

Donde:

$F_c = \text{fuerza de corte}(N)$

$W = \text{peso de la caña}(N)$

$\gamma = \text{peso especifico de la caña}(N/m^3)$

$v = \text{volumen de la caña}(m^3)$

Calculando el volumen de la caña para una longitud de 1.8 m sin cogollo

$$v = \left(\frac{\pi * 0.06^2}{4} \right) (1.8 m) = 5.0894 \times 10^{-3} m^3$$

Sustituyendo datos en la ecuación 4.1 tenemos:

$$F_c = (2000 \text{ kg}/m^3)(9.81)(5.0894 \times 10^{-3} m^3) = 99.8538 \text{ N/caña}$$

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

$$F_c = (99.8538 \text{ N/caña})(35 \text{ cañas}) = 3495 \text{ N}$$

Con estos datos podemos calcular ahora el par torsor con ayuda de la ecuación (3.3):

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

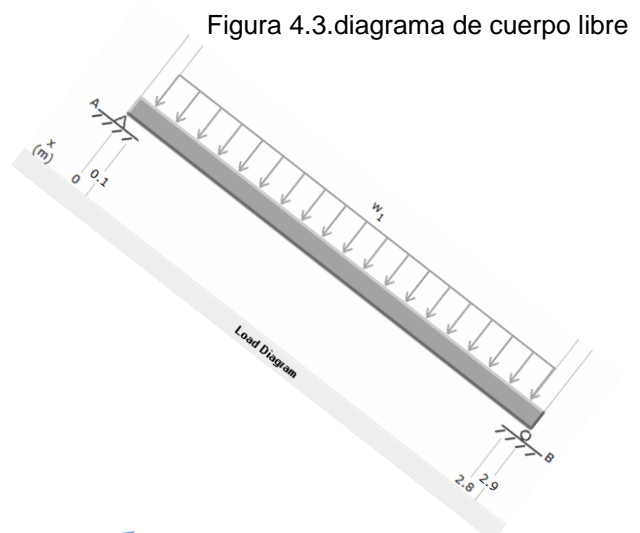
$$\therefore T = (3495 \text{ N})(0.125 \text{ m}) = 436.87 \text{ N} * m$$

Calculo de las reacciones

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

$$\sum M_B = 0$$

$$R_{Ay}(2.9m) + 3495 \text{ N}(1.45 m) = 0$$



$$\therefore R_{Ay} = 1745.5$$

Como la carga distribuida es la única en todo el eje las dos reacciones serán las mismas

$$\therefore R_{Ay} = R_{By} = 1745.5 \uparrow$$

Diagrama de cortante y momento flexionante

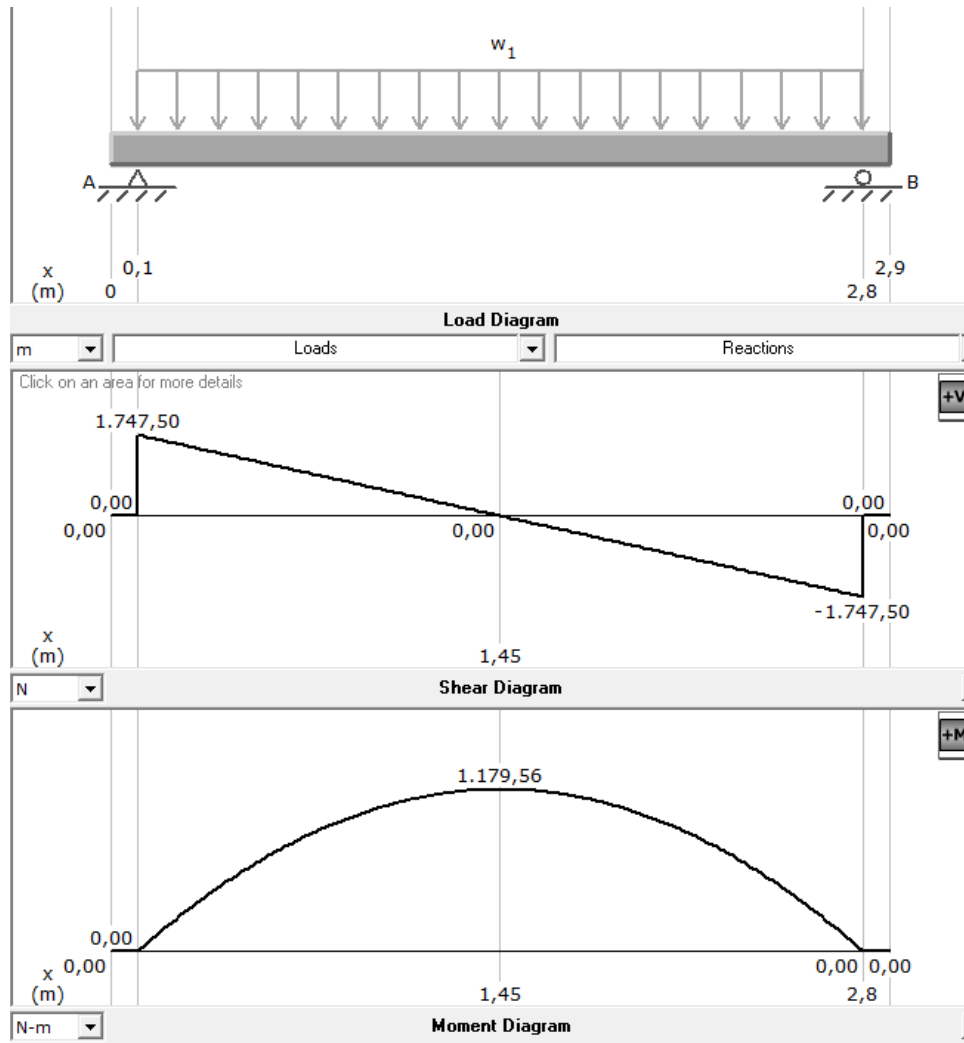


Figura 4.4. Diagrama de cortante y momento flexionante

Calculo del diámetro del eje

Con el par torsor y el momento alternante ahora podemos calcular el diámetro del eje con la siguiente ec. (3.16)

$$d = \left[\frac{16n_s}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 3.16}$$

Seleccionamos un acero AISI 1020 por ser uno de los de bajo costo, con $S_y = 380 \text{ Mpa}$, $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$ y un factor de seguridad de 3.

$$\therefore d = \left[\frac{16 * 3}{\pi * 380 * 10^6} (4 * 1179.56^2 + 3 * 436.87^2)^{1/2} \right]^{1/3} = 0.0463 \text{ m}$$

$$d = 4.63 \text{ cm}$$

Calculo de los cojinetes para el eje

Para poder seleccionar el cojinete se debe encontrar la carga que debe soportar. La selección se hará para cojinetes de bolas con giro en la pista interior a una velocidad de 150 rpm y una vida útil de 15000 horas.

Para el cálculo son necesarios los siguientes datos obtenidos del análisis estático sobre los cojinetes:

$$F_r = R_{Ay} = 1745.5 \text{ N} \quad (\text{Carga radial})$$

Para la carga axial solo tomaremos el peso del eje tomaremos:

$$F_a = R_{Bx} = W_e = \rho * g * v \quad \text{Ec. 4.2}$$

Donde:

$W_e = \text{peso del eje (N)}$

$\rho = \text{densidad del material (kg/m}^3\text{)}$

$g = \text{constante gravitacional}$

$v = \text{volumen de eje (N)}$

Sustituyendo datos en la ecuación 4.2 tenemos que:

$$F_a = (7860 \text{ kg/m}^3)(9.81) \left(\frac{\pi * 0.0463^2}{4} * 2.8 \text{ m} \right) = 363.5 \text{ N}$$

$B = 1$ (Para cojinetes con giro en la pista interior)
 $k = 3$ (Para cojinetes de bolas)

Nótese que los cojinetes están sujetos a cargas combinadas (carga radial y axial), por lo que se utilizaran los pasos marcados en la sección 3.4.2.

Para comenzar el cálculo, se supone una carga equivalente P_d de 1800 N, el cual debe ser mayor que F_r y F_a :

$$P_d = 1800 \text{ N} \quad \text{Supuesto}$$

Con este valor de P_d se procede a calcular el valor de la carga dinámica C mediante la ecuación 3.38. Para esto, también se necesita calcular el valor de la vida útil de diseño L_d utilizando la ecuación 3.21b.

$$L_d = (15000 \text{ h})(150 \text{ rpm})(60 \text{ min/h})L_d = 13.5 \times 10^7 \text{ rev}$$

$$C = 1.8 \text{ kN} \left(\frac{13.5 \times 10^7}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \quad C = 4.28 \text{ kN}$$

Utilizando la tabla 3.3, se escoge un cojinete con una carga dinámica C mayor que la obtenida en el cálculo anterior y debido a que el diámetro mínimo del eje debe ser de 40.63 mm se opta por analizar el cojinete 6209, con las siguientes especificaciones:

Cojinete 6209: $d = 45 \text{ mm}$; $C = 33.20 \text{ KN}$; $C_0 = 21.60 \text{ KN}$

Siguiendo con los pasos descritos en la sección 3.6.7, con ayuda de la tabla 3.2 se determina el valor de e . Para ello necesitan los siguientes valores:

$$\frac{F_a}{C_0} = 0.01682; \quad \frac{F_a}{F_r} = 0.208$$

Interpolando para $\frac{F_a}{C_0} = 0.012026$ en la tabla 3.2 se encuentra que $e = 0.0198$.

Y volviendo a interpolar con $\frac{F_a}{C_0} = 0.09577$ para $\frac{F_a}{F_r} > e$ en la tabla 3.2, se tiene que:

$$X = 0.56 \quad Y = 2.30$$

Sustituyendo los valores encontrados en la ecuación 3.23, obtenemos el valor de la carga equivalente:

$$P = (1)(0.56)(0.624 \text{ kN}) + (2.30)(0.624 \text{ kN})$$

$$P = 1.784 \text{ kN}$$

Con el nuevo valor de carga equivalente, se procede a calcular nuevamente el valor de la carga dinámica C. Y de la ecuación 3.38 obtenemos lo siguiente:

$$C = 1.784 \text{ kN} \left(\frac{13.5 \times 10^7}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} C = 4.247 \text{ kN}$$

Como el valor de la carga dinámica calculada es menor a la carga dinámica del cojinete seleccionado (C=33.20 kN), el cojinete 6209 de la tabla 3.3 es el indicado para soportar la carga.

Los cojinetes a utilizar en el eje serán los cojinetes de bolas 6209 de la serie 62 de SKF.

Calculo de la potencia para el eje de acuerdo a la ecuación (3.5)

$$H = T * \omega \quad \text{Ec.3.5}$$

$$H = (0.43687 \text{ kN} * \text{m}) \left(150 \text{ rpm} * \frac{2 * \pi \text{ rad}}{60 \text{ seg.}} \right) = 6.862 \text{ KW}$$

4.3. Diseño del tornillo sinfín transportador de la basura[9]

Selección del diámetro y el paso del tornillo

Considerando que la hoja de la caña tiene un ancho de 6 cm y manejamos un material heterogéneo ligero, podemos calcular el diámetro del tornillo con la ec. (3.45).

$$D = 4 * d(\text{Material heterogéneo}) \quad \text{Ec. 3.32}$$

$$D = (4)(.06\text{m}) = 0.24 \text{ m}$$

Como utilizaremos un catálogo en el sistema ingles utilizaremos un diámetro de 25.4 cm=10 pulgadas

Como es un material ligero y suave elegimos un paso igual a $2/3 D$:

$$t = 2/3 (0.254m) = 0.16933m$$

Calculo del flujo de material

Teniendo el diámetro podemos calcular el área de relleno del canalón con la expresión (3.33). Con un coeficiente de relleno de la sección igual a 0.4 por ser una carga ligera no abrasiva a partir de la tabla (3.7).

$$s = \alpha \frac{\pi * D^2}{4} \quad \text{Ec. 3.33.}$$

$$S = 0.4 * \frac{\pi * (0.254 m)^2}{4} = 0.02026 m^2$$

De la tabla (3.5) elegimos una velocidad de 120 rpm y con eso calculamos la velocidad de desplazamiento de transportador:

$$V = \frac{t * n}{60} \quad \text{Ec. 3.34.}$$

$$v = \frac{(0.16933m)(120 rpm)}{60 seg} = 0.33866 m/s$$

Ahora con los valores obtenidos anteriormente y sustituyendo en la ec. (3.35) Calculamos el flujo del material transportado. A partir de la tabla (3.7) con una inclinación de 0° se tiene $K = 1$:

$$Q = 3600 * s * v * \rho * k \quad \text{Ec. 3.35.}$$

$$Q = 3600(0.02026 m^2)(0.33866 m/s)(2 ton/m^3) = 49.4 ton/h$$

Calculo de la potencia necesaria para impulsar al tornillo

A partir de la ecuación (3.39) calculamos la potencia necesaria para el tornillo:

$$H = H_H + H_N + H_{St} \quad \text{Ec. 3.38}$$

Se calcula cada una de las potencias individuales:

$$H_H = C_0 \frac{Q * L}{367} \quad \text{Ec. 3.36.}$$

$$H_H = 1.2 * \frac{(49.4)(2)}{367} = 0.32305 KW$$

$$H_N = \frac{D*L}{20} \quad \text{Ec. 3.37.}$$

$$H_N = \frac{(0.254)(2)}{20} = 0.0254 \text{ KW}$$

$$\therefore H = 0.323005 \text{ KW} + 0.0254 \text{ KW} = 0.348405 \text{ KW}$$

$$H = 0.348405 \text{ KW} = 0.467 \text{ hp}$$

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 A:[8]

DATOS TÉCNICOS DEL TRANSPORTADOR SINFIN	
Nombre del proyecto: Diseño del tornillo sinfín Diseñador: Luis Alfredo Jiménez rodas transportador de la basura	
Material a transportar	Hoja de caña
Categoría	Agroindustrial
Factor de material	0.4
Peso específico	124.91 lb/ft
Tipo de paso	Corto
Capacidad requerida	108.95 lb/h
Capacidad real	108.95 lb/h
Tipo de carga	Uniforme
Tipo de trabajo	Continuo
Paso del sinfín	6.6666 pulgadas
Diámetro del sinfín	10 pulgadas
Velocidad requerida	120 rpm
Potencia para operar en vacío	0.03406 hp
Potencia para mover el material (Mov. horizontal)	0.32305 hp
Potencia requerida	0.467 hp
Potencia del motor seleccionado	0.5 hp
Longitud	78.74016 pulgadas

Tabla 4.1. Datos técnicos del transportador sinfín.

DATOS DEL SINFIN		
Tipo de volado	Estándar	
Código del sinfín	10S309	
Material del sinfín	ASTM A36	
Espesor interior del volado	10 calibre	
Espesor exterior del volado	10 calibre	
Especificación del tubo	Cedula 40	
Diámetro interior del tubo	2.245	pulgadas
Diámetro exterior del tubo	2.375	pulgadas
N° de perforaciones de acople por tramo	2	
Perno de acople entre tramos	1/2 x 3	pulgadas
Longitud de tramo estándar	118	pulgadas
N° de tramos	0	
Longitud de tramo inicial	78.74	pulgadas
Longitud del tramo final	0	
Longitud total del sinfín	78.74	pulgadas
N° total de pernos de acople	4	
Peso total del sinfín		

Tabla 4.2. Datos del sinfín.

EJE MOTRIZ		
Tipo	Usado sin cello	
Código	1CD3BB	
Cantidad	1	
Diámetro	1.5	
Longitud	11.50	pulgadas
Material	AISI 1045	
N° de perforaciones de acople	2	
Peso	5.60	libras

Tabla 4.3. Datos del eje motriz.

EJE TERMINAL	
Tipo	Usado sin cello
Código	CE3BB
Cantidad	1
Diámetro	1.5
Longitud	8.25 pulgadas
Material	AISI 1045
N° de perforaciones de acople	2
Peso	3.50 libras

Tabla 4.4. Eje terminal.

TAPA EXTREMO IZQUIERDO	
Tipo	Sin pie (artesa estándar)
Código	TEWO 10 112 U
Cantidad	1
Material de construcción	ASTM A36
Peso	22 libras
Pernos	3/8 x 1 A307-64 grado 2
N° de pernos	8
Tipo de rodamientos	Bolas
Código de rodamiento	3BFB

Tabla 4.5. Datos de tapa extremo izquierdo.

TAPA EXTREMO DERECHO	
Tipo	Sin pie (artesa estándar)
ENTRADA	
Tipo	Fija
Código	ISF9
Cantidad	1
Material de construcción	ASTM A36
Peso	6.8 libras
Pernos	- A307-64 grado 2
N° de pernos	0
Código	TEWO 10 112 U
Cantidad	1
Material de construcción	ASTM A36
Peso	22 libras
Pernos	3/8 x 1 A307-64 grado 2
N° de pernos	8
Tipo de rodamientos	Bolas
Código de rodamiento	3BFB
SALIDA	
Tipo	Fija
Código	DSP914UP
Cantidad	1
Material de construcción	ASTM A36
Peso	8.0 libras
Pernos	- A307-64 grado 2
N° de pernos	0

Tabla 4.6. Datos de tapa extremo derecho, salida y entrada.

CUBIERTA	
Tipo de cubierta	Plana (estándar)
Código	COV 10 16 UF
Material de construcción	ASTM A36
Espesor de la cubierta	16 calibre
Espesor de la brida para acoples de tramos	8.0 libras
N° perforaciones de acople x brida	8
Pernos de ensamble entre tramos	- pulgadas A307-64 Grado 2
Longitud del tramo estándar	120 pulgadas
N° de tramos estándar	0
Número total de cubiertas	1
Longitud de tramo final	0
Longitud total de la cubierta	78.74 pulgadas
N° total de pernos de ensamble	0
Peso total de la artesa	Libras

Tabla 4.7. Datos de la cubierta.

SOPORTES DE ARTESA	
Tipo de soporte de artesa	Brida
Código	FT10
Cantidad	2
Material de construcción	ASTM A36
Pernos	-
N° total de pernos de ensamble	0
Peso total de soporte	5 libras

Tabla 4.8. Soportes de artesa.

ARTESA		
Tipo de artesa	Con brida formada	
Código	TUF 10 3/16	
Material de construcción	ASTM A36	
Espesor de la artesa	3/16	
Espesor de la brida para acoples de tramos	8.0	libras
N° perforaciones de acople x brida	8	
Pernos de ensamble entre tramos	3/8 x 1	pulgadas A307-64 Grado 2
Longitud del tramo estándar	120	pulgadas
N° de tramos estándar	0	
Número total de bridas	2	
Longitud de tramo final	0	
Longitud total de la artesa	78.74	pulgadas
N° total de pernos de ensamble	0	
Peso total de la artesa	167.978	libras

Tabla 4.9. Datos de artesa.

4.5. Diseño del bastidor[6]

Para el diseño del bastidor tomaremos en cuenta el mayor peso de los componentes, en este caso la banda transportadora de subsistema 3 que tiene un peso de 3674.82 kg, y se analizará como una columna de doble empotre ya que la columna esta entre dos travesaños. El análisis se para una columna solida cuadrada para después sustituir el área encontrada por una sección tubular.

Utilizaremos un factor de seguridad de 3, y una longitud $L = 1.175$

Pandeo en el plano xy. La longitud efectiva de la columna respecto al pandeo en este plano es $L_e = 0.5L$, el radio de giro es r_z de la sección transversal se obtiene escribiendo

$$I_z = \frac{1}{12} b * a^3 \quad A = a * b$$

$$\text{y, puesto que } I_z = Ar_z^2, r_z^2 = \frac{I_z}{A} = \frac{\frac{1}{12}b*a^3}{a*b} = \frac{a^2}{12} \therefore r_z = \frac{a}{\sqrt{12}}$$

La relación de esbeltez efectiva de la columna con respecto al pandeo en el plano xy es

$$\frac{L_e}{r_z} = \frac{0.5L}{\frac{a}{\sqrt{12}}} \quad (a)$$

Pandeo en el plano xz. La longitud efectiva de la columna con respecto al pandeo en este plano es $L_e = 0.5L$, y

$$\frac{L_e}{r_y} = \frac{0.5L}{\frac{b}{\sqrt{12}}} \quad (b)$$

Diseño más eficiente. El diseño más eficiente es aquel para el cual los esfuerzos críticos correspondientes a los dos modos de pandeo son iguales. Refiriéndonos a la ecuación, notamos que este será el caso si los dos valores obtenidos antes de la relación de esbeltez efectiva son iguales. Entonces

$$\frac{0.5L}{\frac{a}{\sqrt{12}}} = \frac{0.5L}{\frac{b}{\sqrt{12}}}$$

Despejando tenemos que $a = b$

Diseño para los datos dados. Puesto que $F.S.=3$,

$$P_{cr} = (F.S.)(P) = (3674.82 \text{ kg})(9.81)(3) = 108.15 \text{ KN}$$

Pero como la fuerza se divide entre cuatro columnas hacemos $P_{cr}/4$, $\therefore P_{cr} = 27.0375 \text{ KN}$

De la ecuación

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{27.0375 \text{ KN}}{a * b} = \frac{27.0375 \text{ KN}}{b^2}$$

Haciendo $L = 1.175 \text{ m}$ en la ecuación (a), se tiene $\frac{L_e}{r_y} = \frac{2.0351}{b}$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L_e/r)^2} \frac{27.0375 \text{ KN}}{b^2} = \frac{\pi^2 (200 \times 10^9)}{\frac{2.0351}{b}}$$

$$\frac{27.0375 \times 10^3}{a^2} = \frac{6.28318 \times 10^{11} a^2}{8.41}$$

Despejando y resolviendo decimos que:

$$a = 0.024527 \text{ m}$$

$$\therefore b = 0.024527 \text{ m}$$

Con estas dimensiones podemos calcular el área de la sección transversal para luego buscar con esa área un PTR que cumpla con esas condiciones.

$$A = (24.53 \text{ mm})(24.53 \text{ mm}) = 601.57 \text{ mm}^2$$

$$A = 6.0157 \text{ cm}^2$$

Ahora con esta área podemos elegir un PTR más adecuado con ayuda de la tabla (4.19)

Medidas		Calibre	Espesor		Longitud	Peso
Pulg.	mm.		Pulg.	mm.		
3/4 x 3/4	19.05 x 19.05	14	0.075	1.90	6	1.06
1 x 1	25.4 x 25.4	14	0.075	1.90	6	1.46
		13	0.090	2.28	6	1.66
		12	0.105	2.67	6	1.95
		11	0.120	3.04	6	1.97
		10	0.135	3.42	6	2.13
1 1/4 x 1 1/4	31.75 x 31.75	14	0.075	1.90	6	1.85
		12	0.105	2.67	6	1.95
		11	0.120	3.04	6	1.97
		10	0.135	3.42	6	3.20
1 1/2 x 1 1/2	38.1 x 38.1	14	0.075	1.90	6	2.24
		12	0.105	2.67	6	3.07
		11	0.120	3.04	6	3.16
		10	0.135	3.42	6	3.49
1 3/4 x 1 3/4	44.45 x 44.45	14	0.075	1.90	6	2.64
		13	0.090	2.28	6	2.92
		12	0.105	2.67	6	3.46
		10	0.135	3.42	6	4.36
2 x 2	50.8 x 50.8	14	0.075	1.90	6	3.03
		12	0.105	2.67	6	4.17
		11	0.120	3.04	6	4.38
		10	0.135	3.42	6	4.86
		3/16"	0.188	4.76	6	6.43
		1/4"	0.250	6.35	6	8.04

Tabla 4.19. PTR cuadrado de grado ASTM A-36, Catálogo de Aceromex.[7]

Decimos que un PTR cuadrado de 38.1x38.1 mm con un espesor de 3.42 mm es adecuado para este diseño, puesto que tiene un área de 6.4815 cm^2 , lo elegimos un poco mayor adecuándolo a la medida del catálogo.

CAPITULO 5.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusión

Como resultado del proceso de diseño de ingeniería conceptual y básica se dieron a conocer los criterios para la selección del material necesario para el diseño de cada elemento de la etapa cuatro de la cosechadora de caña, para su mejor desempeño durante el trabajo.

Existen muchas compañías que se dedican a la construcción de cosechadoras de caña, pero muchas de ellas son extranjeras, y con este diseño de la cosechadora de caña se pretende incrementar las oportunidades de trabajo en este país.

Toda la estructura está diseñada para soportar fallas que puedan ser provocadas por el movimiento excesivo del bastidor ya que se diseñó una sola estructura para todo el bastidor, tomándose en cuenta el mayor peso que se puede tener en toda la estructura. La columna del conjunto móvil es lo bastante gruesa para permitir pandeos sumamente bajos con la que se podrá evitar la desalineación de cualquier componente.

Los tornillos transportadores son de grado ASTM A-36, que permiten una fácil unión de pinturas y tienen una mejor resistencia.

Se concluye también que las velocidades seleccionadas son las adecuadas, de acuerdo al tipo de carga que se tiene en cada dispositivo.

5.2. Recomendaciones

Algunas de las recomendaciones son en base al cálculo y diseño de los componentes.

Se recomienda diseñar un dispositivo que pueda transportar al material y a la vez pueda picarlo para un mejor manejo de este.

Se podría tener un mejor diseño de un dispositivo que pueda deshojar a la vara de la caña para evitar rayar a la caña y en este caso evitar el contacto con el material de deshoje, ya que se necesitaría estar limpiando al cepillo debido a que la miel provocaría que restos de la basura se adhiera a él.

REFERENCIAS

[1]Caña de azúcar

<http://w4.siap.gob.mx/sispro/Integra/Caracteristicas/CanaAzu.html>

[2]Apuntes del Ing. Marciano Vázquez Lorenzo, Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.

[3]J.E. Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, séptima edición, editorial Mc Graw Hill

[4]Mott, R. (1992). Diseño de elementos de máquinas. (2ª ed). Ciudad de México. México. Editorial Prentice Hall.

[5] Tesis profesional

Universidad autónoma de Nuevo León

Presentado por el M.C. Buenaventura Javier Flores Rodríguez, “cuchilla para trabajo en frio”

[6] Ferdinand P. Beer & Russell Johnston, mecánica de materiales. Cuarta edición, editorial Mc Graw Hill

[7] Aceromex, catálogo de productos de acero para la industria metal mecánica, 2012.

[8]Tesis profesional

Escuela superior politécnica del litoral.

Presentado por el ingeniero mecánico Eduardo paúl pino Salazar

“software para el diseño de transportadores de tornillo sinfín”

[9]Tornillo sinfín (transportadores)

http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/ingenieria-de-transportes/material-de-clase-1/tornillos_sin_fin.pdf

[10]Optimización de parámetros en la fabricación de cuchillas trozadoras para la cosecha de caña de azúcar

<http://www.bdigital.unal.edu.co/2004/1/35113264.2010.pdf>

ANEXOS A
COMPONENTES DEL TORNILLO

TABLA A1. ESTÁNDARES DE SINFÍN SECCIONALES.

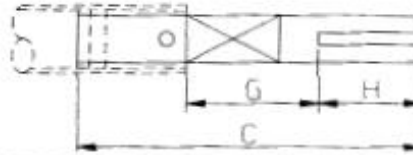


A Ø Sinfín	B Ø Eje	Código	Tubo Ced. 40	Longitud Estándar	A Tolerancia para Ø Sinfín		B Espesor del volado	C Tolerancia para Paso de Sinfín		D Tolerancia para Ø Eje		E Espacio 1er. Agujero	F Espacio 2do. Agujero	G Agujero para perno
					+	-		+	-	Min.	Max.			
6	1-1/2	6S307	2	9-10	1/16	3/16	12 cal	3/8	1/4	1,505	1,516	7/8	3	17/32
6	1-1/2	6S309	2	9-10	1/16	3/16	10 cal	3/8	1/4	1,505	1,516	7/8	3	17/32
6	1-1/2	6S312	2	9-10	1/16	3/16	3/16	3/8	1/4	1,505	1,516	7/8	3	17/32
9	1-1/2	9S307	2	9-10	1/16	3/16	12 cal	1/2	1/4	1,505	1,516	7/8	3	17/32
9	1-1/2	9S309	2	9-10	1/16	3/16	10 cal	1/2	1/4	1,505	1,516	7/8	3	17/32
9	1-1/2	9S312	2	9-10	1/16	3/16	3/16	1/2	1/4	1,505	1,516	7/8	3	17/32
9	2	9S407	2-1/2	9-10	1/16	3/16	12 cal	1/2	1/4	2,005	2,016	7/8	3	21/32
9	2	9S409	2-1/2	9-10	1/16	3/16	10 cal	1/2	1/4	2,005	2,016	7/8	3	21/32
9	2	9S412	2-1/2	9-10	1/16	3/16	3/16	1/2	1/4	2,005	2,016	7/8	3	21/32
9	2	9S416	2-1/2	9-10	1/16	1/4	1/4	1/2	1/4	2,005	2,016	7/8	3	21/32
10	1-1/2	10S309	2	9-10	1/16	3/16	10 cal	1/2	1/4	1,505	1,516	7/8	3	17/32
10	2	10S412	2-1/2	9-10	1/16	3/16	3/16	1/2	1/4	2,005	2,016	7/8	3	21/32
12	2	12S409	2-1/2	11-10	1/8	5/16	10 cal	3/4	1/4	2,005	2,016	7/8	3	21/32
12	2	12S412	2-1/2	11-10	1/8	5/16	3/16	3/4	1/4	2,005	2,016	7/8	3	21/32
12	2-7/16	12S509	3	11-9	1/8	5/16	10 cal	3/4	1/4	2,443	2,458	15/16	3	21/32
12	2-7/16	12S512	3	11-9	1/8	5/16	3/16	3/4	1/4	2,443	2,458	15/16	3	21/32
12	2-7/16	12S516	3	11-9	1/8	5/16	1/4	3/4	1/4	2,443	2,458	15/16	3	21/32
12	3	12S616	3-1/2	11-9	1/8	5/16	1/4	3/4	1/4	3,005	3,025	1	3	25/32
12	3	12S624	3-1/2	11-9	1/8	5/16	3/8	3/4	1/4	3,005	3,025	1	3	25/32
14	2-7/16	14S509	3	11-9	1/8	5/16	10 CAL	3/4	1/4	2,443	2,458	15/16	3	21/32
14	2-7/16	14S512	3	11-9	1/8	5/16	3/16	3/4	1/4	2,443	2,458	15/16	3	21/32
14	3	14S616	3-1/2	11-9	1/8	5/16	1/4	3/4	1/4	3,005	3,025	1	3	25/32
14	3	14S624	3-1/2	11-9	1/8	3/8	3/8	3/4	1/4	3,005	3,025	1	3	25/32

Nota: Las dimensiones están en pulgadas a menos que se especifique otra cosa.

Referencia: Catálogo de KWS de componentes de un Sinfín, Pag. 48

TABLA A2. EJE MOTRIZ.

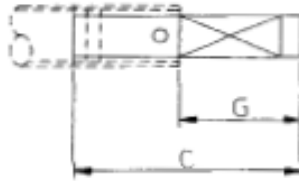


Eje Motriz No. 1 Usado Sin Sello*											
Chumacera Babbit						Chumacera de Bolas					
Ø Eje	Código	C	G	H	Peso (Lbs)	Ø Eje	Código	C	G	H	Peso (Lbs)
1	1 CD 2 B	9-1/2	3-1/2	3	2,0	1	1 CD 2 BB	9	3	3	1,8
1-1/2	1 CD 3 B	12-3/4	4-3/4	3-1/4	6,3	1-1/2	1 CD 3 BB	11-1/2	3-1/2	3-1/4	5,6
2	1 CD 4 B	15	5-3/4	4-1/2	13,3	2	1 CD 4 BB	13-1/8	3-7/8	4-1/2	11,5
2-7/16	1 CD 5 B	17-3/8	7	5-1/2	21,0	2-7/16	1 CD 5 BB	15-1/8	4-3/4	5-1/2	18,0
3	1 CD 6 B	19-1/8	8-1/8	6	37,0	3	1 CD 6 BB	16-5/8	5-5/8	6	32,0
3-7/16	1 CD 7 B	23	9	7-1/4	60,4	3-7/16	1 CD 7 BB	20-5/8	6-5/8	7-1/4	52,5
Eje Motriz No. 1 Usado con Sello de Placa o con Sello de caída de Producto											
Chumacera Babbit						Chumacera de Bolas					
Ø Eje	Código	C	G	H	Peso (Lbs)	Ø Eje	Código	C	G	H	Peso (Lbs)
1	1 CD 2 B-P	10	4	3	2,1	1	1 CD 2 BB-P	9-1/2	3-1/2	3	2,0
1-1/2	1 CD 3 B-P	13-1/4	5-1/4	3-1/4	6,6	1-1/2	1 CD 3 BB-P	12-3/8	4-3/8	3-1/4	6,2
2	1 CD 4 B-P	15-1/4	6-1/4	4-1/2	14,1	2	1 CD 4 BB-P	14	4-3/4	4-1/2	12,5
2-7/16	1 CD 5 B-P	18-3/8	8	5-1/2	24,3	2-7/16	1 CD 5 BB-P	15-7/8	5-1/2	5-1/2	21,0
3	1 CD 6 B-P	19-5/8	8-5/8	6	38,0	3	1 CD 6 BB-P	17-1/2	6-1/2	6	35,0
3-7/16	1 CD 7 B-P	24-1/8	10-1/8	7-1/4	61,0	3-7/16	1 CD 7 BB-P	21-1/2	7-1/2	7-1/4	56,5
Eje Motriz No. 1 Usado con Sello de Empaque Desechable											
Chumacera Babbit						Chumacera de Bolas					
Ø Eje	Código	C	G	H	Peso (Lbs)	Ø Eje	Código	C	G	H	Peso (Lbs)
1	1 CD 2 B-W	11	4-1/4	3	2,2	1	1 CD 2 BB-W	9	3	3	2,0
1-1/2	1 CD 3 B-W	14-1/2	6-1/2	3-1/4	7,2	1-1/2	1 CD 3 BB-W	11-1/2	3-1/2	3-1/4	6,4
2	1 CD 4 B-W	16-3/4	7-1/2	4-1/2	14,9	2	1 CD 4 BB-W	13-1/8	3-7/8	4-1/2	13,0
2-7/16	1 CD 5 B-W	19-1/8	8-3/4	5-1/2	23,3	2-7/16	1 CD 5 BB-W	15-1/8	4-3/4	5-1/2	20,5
3	1 CD 6 B-W	20-7/8	9-7/8	6	40,5	3	1 CD 6 BB-W	16-5/8	5-5/8	6	35,5
3-7/16	1 CD 7 B-W	25-7/8	11-7/8	7-1/4	66,3	3-7/16	1 CD 7 BB-W	20-5/8	6-5/8	7-1/4	58,4

Nota: Las dimensiones están en pulgadas a menos que se especifique otra cosa.

Referencia: Catálogo de Martin, sección H página H89

TABLA A3. EJE TERMINAL.

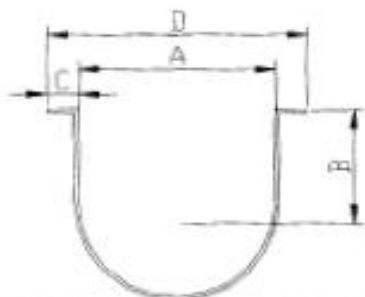


Eje de Terminal Usado Sin Sello*									
Chumacera Babbit					Chumacera de Bolas				
Ø Eje	Código	C	G	Peso (Lbs)	Ø Eje	Código	C	G	Peso (Lbs)
1	CE 2 B	6-1/2	3-1/2	1,4	1	CE 2 BB	6	3	1,2
1-1/2	CE 3 B	9-1/4	4-1/2	4,5	1-1/2	CE 3 BB	8-1/4	3-1/2	3,8
2	CE 4 B	10-1/4	5-1/2	9,0	2	CE 4 BB	8-5/8	3-7/8	7,5
2-7/16	CE 5 B	11-7/8	7	15,4	2-7/16	CE 5 BB	9-5/8	4-3/4	12,4
3	CE 6 B	13-1/8	8-1/8	25,6	3	CE 6 BB	10-5/8	5-5/8	20,8
3-7/16	CE 7 B	16-3/8	9-5/8	42,4	3-7/16	CE 7 BB	13-3/8	6-5/8	34,4
Eje de Terminal Usado con Sello de Placa o con Sello de caída de Producto									
Chumacera Babbit					Chumacera de Bolas				
Ø Eje	Código	C	G	Peso (Lbs)	Ø Eje	Código	C	G	Peso (Lbs)
1	CE 2 B-P	7	4	1,5	1	CE 2 BB-P	6-1/2	3-1/2	1,4
1-1/2	CE 3 B-P	10-1/4	5-1/2	5,1	1-1/2	CE 3 BB-P	9	4-1/4	4,5
2	CE 4 B-P	11-1/4	6-1/2	10,0	2	CE 4 BB-P	9-3/8	4-5/8	8,3
2-7/16	CE 5 B-P	12-7/8	8	17,0	2-7/16	CE 5 BB-P	10-1/8	5-1/4	13,1
3	CE 6 B-P	13-5/8	8-5/8	29,8	3	CE 6 BB-P	11-1/2	6-1/2	23,0
3-7/16	CE 7 B-P	16-7/8	10-1/8	44,0	3-7/16	CE 7 BB-P	14-1/8	7-3/8	37,1
Eje de Terminal Usado con Sello de Empaque Desechable									
Chumacera Babbit					Chumacera de Bolas				
Ø Eje	Código	C	G	Peso (Lbs)	Ø Eje	Código	C	G	Peso (Lbs)
1	CE 2 B-W	8	4-1/4	1,6	1	CE 2 BB-W	7-1/2	3-3/4	1,4
1-1/2	CE 3 B-W	11	6-1/4	5,2	1-1/2	CE 3 BB-W	10	5-1/4	4,8
2	CE 4 B-W	12	8-1/4	10,4	2	CE 4 BB-W	10-3/8	5-5/8	9,0
2-7/16	CE 5 B-W	13-5/8	8-3/4	17,6	2-7/16	CE 5 BB-W	11-3/8	6-1/2	14,8
3	CE 6 B-W	14-7/8	9-7/8	28,2	3	CE 6 BB-W	12-3/8	7-3/8	24,0
3-7/16	CE 7 B-W	18-5/8	11-7/8	48,0	3-7/16	CE 7 BB-W	15-5/8	8-7/8	40,2

Nota: Las dimensiones están en pulgadas a menos que se especifique otra cosa.

Referencia: Catálogo de Martin, sección H página H92

TABLA A4. ARTESA ESTÁNDAR “CON BRIDA FORMADA”

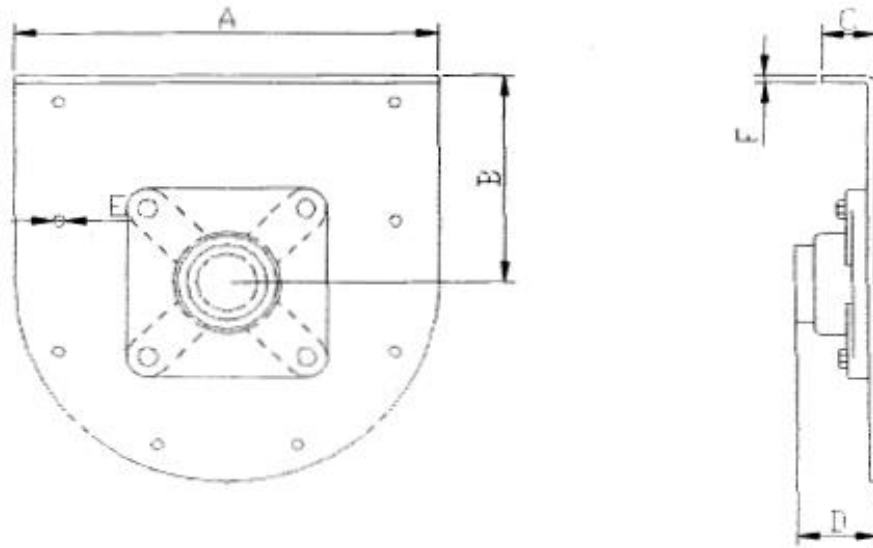


Ø Sinfin	Espesor	Código	Peso (Lbs)	A	B	C	D
4	16 cal	TUF 4 16	41	5	3-5/8	1-1/4	7-5/8
4	14 cal	TUF 4 14	50	5	3-5/8	1-1/4	7-11/16
4	12 cal	TUF 4 12	70	5	3-5/8	1-1/4	7-3/4
4	10 cal	TUF 4 10	93	5	3-5/8	1-1/4	7-3/4
6	16 cal	TUF 6 16	55	7	4-1/2	1-1/4	9-5/8
6	14 cal	TUF 6 14	67	7	4-1/2	1-1/4	9-11/16
6	12 cal	TUF 6 12	92	7	4-1/2	1-1/4	9-3/4
6	10 cal	TUF 6 10	117	7	4-1/2	1-1/4	9-3/4
9	14 cal	TUF 9 14	99	10	6-1/8	1-1/2	13-3/16
9	12 cal	TUF 9 12	132	10	6-1/8	1-1/2	13-3/16
9	10 cal	TUF 9 10	164	10	6-1/8	1-1/2	13-1/4
9	3/16	TUF 9 3/16	214	10	6-1/8	1-1/2	13-3/8
10	14 cal	TUF 10 14	118	11	6-3/8	1-1/2	14-3/8
10	12 cal	TUF 10 12	158	11	6-3/8	1-1/2	14-1/2
10	10 cal	TUF 10 10	196	11	6-3/8	1-1/2	14-5/8
10	3/16	TUF 10 3/16	256	11	6-3/8	1-1/2	14-3/4
12	12 cal	TUF 12 12	215	13	7-3/4	2	17-3/16
12	10 cal	TUF 12 10	266	13	7-3/4	2	17-1/4
12	3/16	TUF 12 3/16	342	13	7-3/4	2	17-3/8
12	1/4	TUF 12 1/4	443	13	7-3/4	2	17-1/2
14	12 cal	TUF 14 12	234	15	9-1/4	2	19-3/16
14	10 cal	TUF 14 10	292	15	9-1/4	2	19-1/4
14	3/16	TUF 14 3/16	378	15	9-1/4	2	19-3/8
14	1/4	TUF 14 1/4	496	15	9-1/4	2	19-1/2
16	12 cal	TUF 16 12	277	17	10-5/8	2	21-3/16
16	10 cal	TUF 16 10	334	17	10-5/8	2	21-1/4
16	3/16	TUF 16 3/16	428	17	10-5/8	2	21-3/8
16	1/4	TUF 16 1/4	559	17	10-5/8	2	21-1/2
18	12 cal	TUF 18 12	334	19	12-1/8	2-1/2	24-3/16
18	10 cal	TUF 18 10	408	19	12-1/8	2-1/2	24-1/4
18	3/16	TUF 18 3/16	534	19	12-1/8	2-1/2	24-3/8
18	1/4	TUF 18 1/4	672	19	12-1/8	2-1/2	24-1/2
20	10 cal	TUF 20 10	463	21	13-1/2	2-1/2	26-1/4
20	3/16	TUF 20 3/16	587	21	13-1/2	2-1/2	26-3/8
20	1/4	TUF 20 1/4	751	21	13-1/2	2-1/2	26-1/2
24	10 cal	TUF 24 10	553	25	16-1/2	2-1/2	30-1/4
24	3/16	TUF 24 3/16	702	25	16-1/2	2-1/2	30-3/8
24	1/4	TUF 24 1/4	899	25	16-1/2	2-1/2	30-1/2

Nota: Las dimensiones están en pulgadas a menos que se especifique otra cosa.

Referencia: Catálogo de KWS de componentes de un Sinfin, Pag. 116

TABLA A5. TAPA LATERAL TIPO SIN PIE



Ø Sinfin	Ø Eje	Código	Peso (Lbs)	A	B	C	D			E Pernos	F
							Bolas	Rodillos	Fricción		
4	1	TEWO 4 1 U	5	7-3/4	3-5/8	1-7/16	1-5/8	X	2-3/16	3/8	3/16
6	1-1/2	TEWO 6 112 U	10	9-3/4	4-1/2	1-1/2	2-1/4	3-3/4	3-3/16	3/8	3/16
9	1-1/2	TEWO 9 112 U	15	13-3/4	6-1/8	1-5/8	2-1/4	3-3/4	3-1/4	3/8	1/4
9	2	TEWO 9 2 U	18	13-3/4	6-1/8	1-5/8	2-1/2	3-7/8	4-1/4	3/8	1/4
10	1-1/2	TEWO 10 112 U	22	14-3/4	6-3/8	1-3/4	2-1/4	3-3/4	3-1/4	3/8	1/4
10	2	TEWO 10 2 U	26	14-3/4	6-3/8	1-3/4	2-1/2	3-7/8	4-1/4	3/8	1/4
12	2	TEWO 12 2 U	29	17-1/4	7-3/4	2	2-5/8	3-7/8	4-1/4	1/2	1/4
12	2-7/16	TEWO 12 2716 U	31	17-1/4	7-3/4	2	3	4-1/2	5-1/4	1/2	1/4
12	3	TEWO 12 3 U	43	17-1/4	7-3/4	2	3-3/4	5	6-1/4	1/2	1/4
14	2-7/16	TEWO 14 2716 U	38	19-1/4	9-1/4	2	3	4-1/2	5-5/16	1/2	5/16
14	3	TEWO 14 3 U	48	19-1/4	9-1/4	2	3-3/4	5	6-5/16	1/2	5/16
16	3	TEWO 16 3 U	62	21-1/4	10-5/8	2-1/2	3-7/8	5	6-5/16	5/8	5/16
18	3	TEWO 18 3 U	74	24-1/4	12-1/8	2-1/2	3-7/8	5	6-3/8	5/8	3/8
18	3-7/16	TEWO 18 3716 U	84	24-1/4	12-1/8	2-1/2	4-3/8	5-5/8	7-3/8	5/8	3/8
20	3	TEWO 20 3 U	96	26-1/4	13-1/2	2-1/2	3-7/8	5-1/8	6-3/8	5/8	3/8
20	3-7/16	TEWO 20 3716 U	102	26-1/4	13-1/2	2-1/2	4-3/8	5-5/8	7-3/8	5/8	3/8
24	3-7/16	TEWO 24 3716 U	128	30-1/4	16-1/2	2-1/2	4-3/8	5-5/8	7-3/8	5/8	3/8

Nota: Las dimensiones están en pulgadas a menos que se especifique otra cosa.

Referencia: Catálogo de KWS de componentes de un Sinfin, Pag. 90

TABLA A6. CUBIERTA PLANA ESTÁNDAR

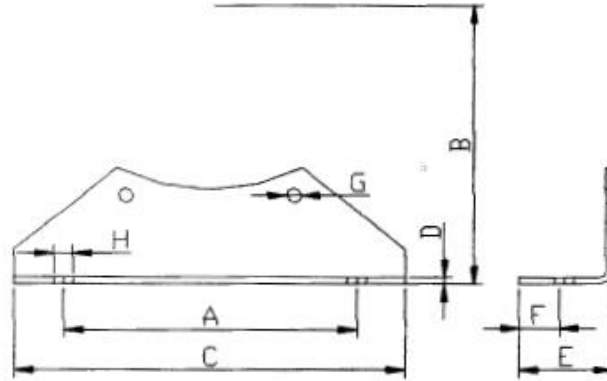


Ø Sinfin	Espesor	Código	Peso (Lbs)	C
4	16 cal	COV 4 16 UF	1,6	7-3/4
6	16 cal	COV 6 16 UF	2,0	9-3/4
9	16 cal	COV 9 16 UF	3,0	13-1/4
9	10 cal	COV 9 10 UF	6,2	13-1/4
10	16 cal	COV 10 16 UF	3,2	14-1/4
10	10 cal	COV 10 10 UF	6,6	14-1/4
12	14 cal	COV 12 14 UF	4,5	17-1/4
12	10 cal	COV 12 10 UF	8,0	17-1/4
14	14 cal	COV 14 14 UF	5,0	19-1/4
14	10 cal	COV 14 10 UF	9,0	19-1/4
16	14 cal	COV 16 14 UF	5,5	21-1/4
16	10 cal	COV 16 10 UF	9,9	21-1/4
18	14 cal	COV 18 14 UF	6,3	24-1/4
18	10 cal	COV 18 10 UF	11,3	24-1/4
20	14 cal	COV 20 14 UF	7,0	26-1/4
20	10 cal	COV 20 10 UF	12,3	26-1/4
24	14 cal	COV 24 14 UF	11,0	30-1/4
24	10 cal	COV 24 10 UF	14,2	30-1/4

Nota: Las dimensiones están en pulgadas a menos que se especifique otra cosa.

Referencia: Catálogo de KWS de componentes de un Sinfin, Pag. 140

TABLA A7. SOPORTE TIPO BRIDA

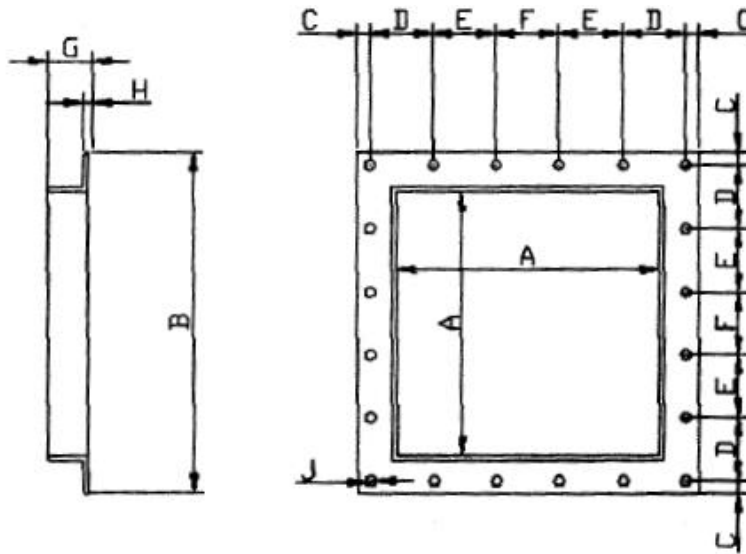


Ø Sinfin	Código	Peso (Lbs)	A	B	C	D	E	F	G Pernos	H
4	FT 4	1,5	5-3/4	4-5/8	7-3/8	3/16	1-1/2	13/16	3/8	3/8
6	FT 6	2,0	8-1/8	5-5/8	10	3/16	1-1/2	13/16	3/8	3/8
9	FT 9	3,0	9-3/8	7-7/8	12	3/16	2-1/2	1-5/16	3/8	1/2
10	FT 10	5,0	9-1/2	8-7/8	12-3/8	3/16	2-1/2	1-9/16	3/8	1/2
12	FT 12	6,0	12-1/4	9-5/8	15	1/4	2-1/2	1-3/8	1/2	5/8
14	FT 14	7,0	13-1/2	10-7/8	16-1/2	1/4	2-1/2	1-3/8	1/2	5/8
16	FT 16	7,5	14-7/8	12	18	1/4	3	1-3/4	5/8	5/8
18	FT 18	9,5	16	13-3/8	19-1/8	1/4	3	1-3/4	5/8	5/8
20	FT 20	12,5	19-1/4	15	22-3/4	1/4	3-1/2	2	5/8	3/4
24	FT 24	14,5	20	18-1/8	24	1/4	4	2-1/4	5/8	3/4

Nota: Las dimensiones están en pulgadas a menos que se especifique otra cosa.

Referencia: Catálogo de KWS de componentes de un Sinfin, Pag. 124

TABLA A8. ENTRADA TIPO FIJA.

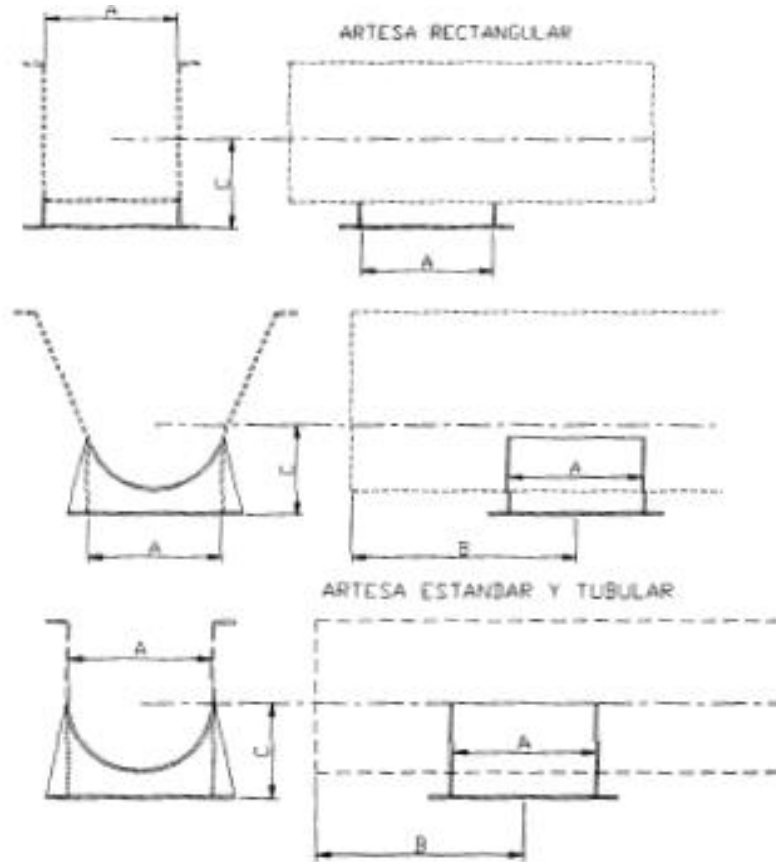


Ø Sinfln	Código	Peso (Lbs)	A	B	C	D	E	F	G	H	J
4	IS F 4	1,8	5	7-1/2	3/8	2-1/4	-	2-1/4	1-1/4	1/8	1/4
6	IS F 6	5,0	7	10	11/16	2-13/16	-	3	1-1/2	3/16	3/8
9	IS F 9	6,8	10	13	1/2	4	-	4	1-1/2	3/16	3/8
10	IS F 10	7,4	11	14	1/2	4-5/16	-	4-3/8	1-1/2	3/16	3/8
12	IS F 12	12,1	13	17	3/4	5-1/8	-	5-1/4	2	3/16	3/8
14	IS F 14	13,7	15	19	3/4	3-1/2	3-1/2	3-1/2	2	3/16	3/8
16	IS F 16	15,3	17	21	3/4	3-3/4	4	4	2	1/4	3/8
18	IS F 18	29,0	19	24	1	4-7/16	4-3/8	4-3/8	2-1/2	1/4	1/2
20	IS F 20	131,8	21	26	1	4-7/8	4-3/4	4-3/4	2-1/2	1/4	1/2
24	IS F 24	37,2	25	30	1	5-5/8	5-5/8	5-1/2	2-1/2	1/4	1/2

Nota: Las dimensiones están en pulgadas a menos que se especifique otra cosa.

Referencia: Catálogo de KWS de componentes de un Sinfln, Pag. 143

TABLA A9. CHUTE DE DESCARGA TIPO FIJO.



Ø Sinfin	Espesor de Artesa	Espesor de Chute	Código	Peso (Lbs)	A	B (Mn.)	C
4	16-14	16	DSP 4 16 * P	1,0	5	4-1/2	3-3/4
4	12	12	DSP 4 12 * P	3,0	5	4-1/2	3-3/4
6	16-14-12	16	DSP 6 16 * P	4,0	7	6	5
6	3/16	12	DSP 6 12 * P	6,0	7	6	5
9	16-14-12	14	DSP 9 14 * P	8,0	10	8	7-1/8
9	3/16-1/4	10	DSP 9 10 * P	13,0	10	8	7-1/8
10	16-14-12	14	DSP 10 14 * P	10,0	11	9	7-7/8
10	3/16-1/4	10	DSP 10 10 * P	16,0	11	9	7-7/8
12	12-10	12	DSP 12 12 * P	17,0	13	10-1/2	8-7/8
12	3/16-1/4	3/16	DSP 12 3/16 * P	29,0	13	10-1/2	8-7/8
14	12-10	12	DSP 14 12 * P	22,0	15	11-1/2	10-1/8
14	3/16-1/4	3/16	DSP 14 3/16 * P	38,0	15	11-1/2	10-1/8
16	12-10	12	DSP 16 12 * P	21,0	17	13-1/2	11-1/4
16	3/16-1/4	3/16	DSP 16 3/16 * P	40,0	17	13-1/2	11-1/4
18	12-10	12	DSP 18 12 * P	32,0	19	14-1/2	12-3/8
18	3/16-1/4	3/16	DSP 18 3/16 * P	60,0	19	14-1/2	12-3/8
20	10	12	DSP 20 12 * P	40,0	21	15-1/2	13-3/8
20	3/16-1/4	3/16	DSP 20 3/16 * P	67,0	21	15-1/2	13-3/8
24	10	12	DSP 24 12 * P	52,0	25	17-1/2	15-3/8
24	3/16-1/4	3/16	DSP 24 3/16 * P	87,0	25	17-1/2	15-3/8

* Especificar el tipo de artesa usado

Nota: Las dimensiones están en pulgadas a menos que se especifique otra cosa.

Referencia: Catálogo de KWS de componentes de un Sinfin 126

ANEXO B

Cedula para tubos

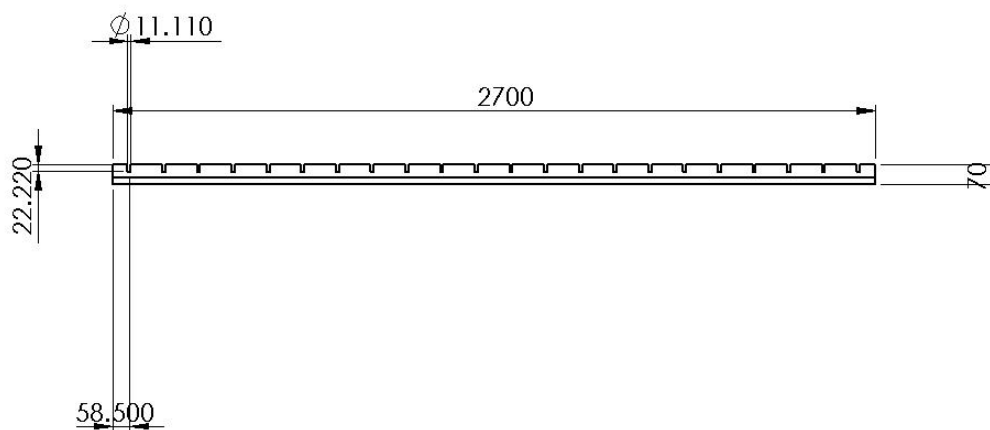
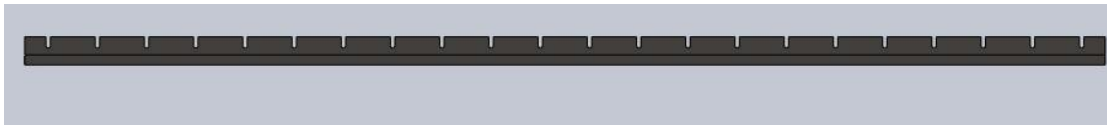
TABLA B1. TAMAÑOS Y PESOS DE TUBOS ESTÁNDARES

Diámetro Nominal pulg	Diámetro Exterior pulg	I.P.S. Cédula	Espesor de Pared pulg	Diámetro Interior pulg	Peso Lbs/pie
2	2,375	5S	0,065	2,245	1,604
		10S	0,109	2,157	2,638
		40 40S Std.	0,154	2,067	3,653
		80 80S Ex.Hvy.	0,218	1,939	5,022
2-1/2	2,875	5S	0,083	2,709	2,475
		10S	0,12	2,635	3,531
		40 40S Std.	0,203	2,469	5,793
		80 80S Ex.Hvy.	0,276	2,323	7,661
3	3,500	5S	0,083	3,334	3,029
		10S	0,12	3,260	4,332
		40 40S Est.	0,216	3,068	7,576
		80 80S Ex.Hvy.	0,3	2,900	10,25
3-1/2	4,000	5S	0,083	3,834	3,472
		10S	0,12	3,760	4,973
		40 40S Std.	0,226	3,548	9,109
		80 80S Ex.Hvy.	0,318	3,364	12,5
4	4,500	5S	0,083	4,334	3,915
		10S	0,12	4,260	5,613
		40 40S Est.	0,237	4,026	10,79
		80 80S Ex.Hvy.	0,337	3,826	14,98

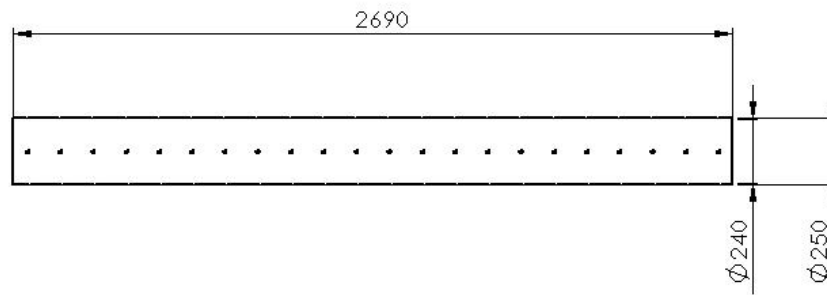
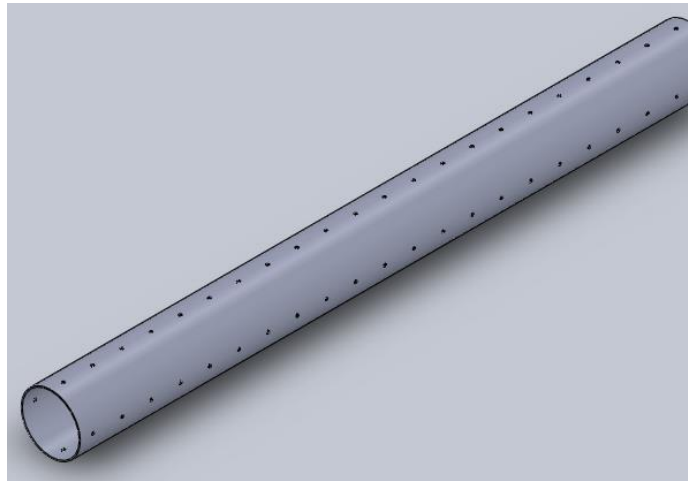
Referencia: Catálogo de Martin, sección H, página H46

Anexo c

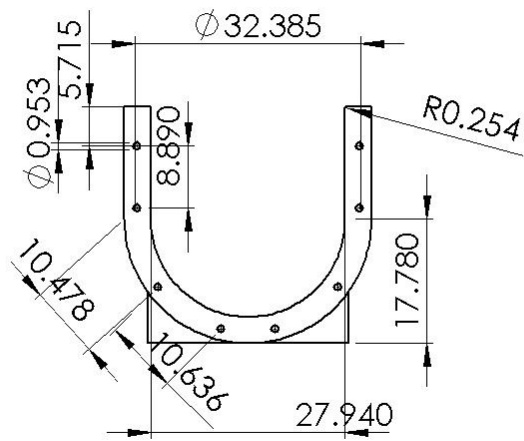
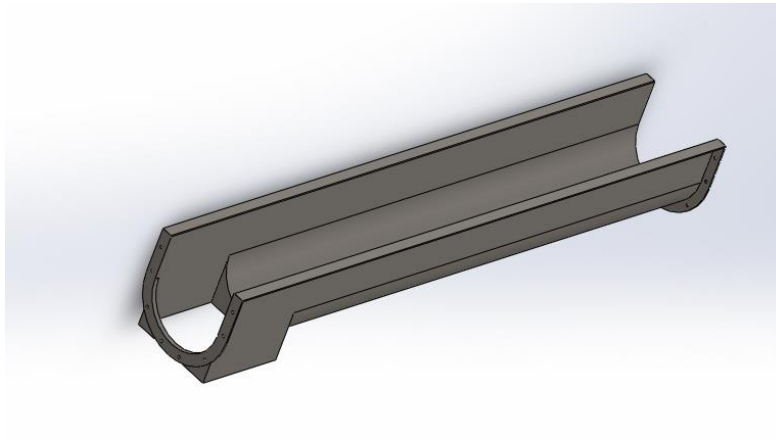
Dibujos en solidwort



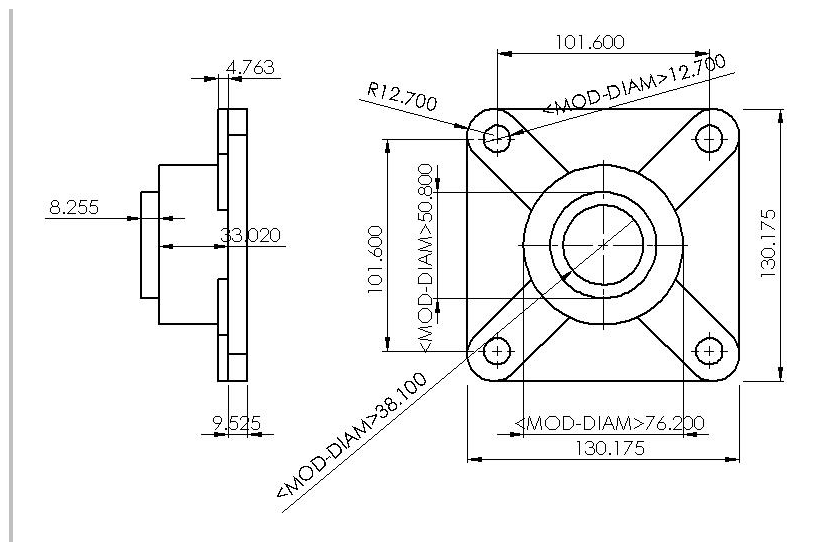
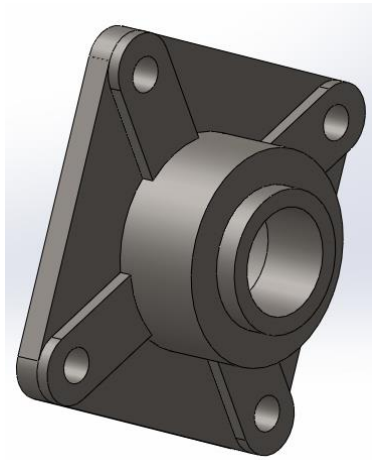
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Cuchillas de corte	Dibujo N°: 1
Ing. Mecánica	23 De Junio De 2013	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



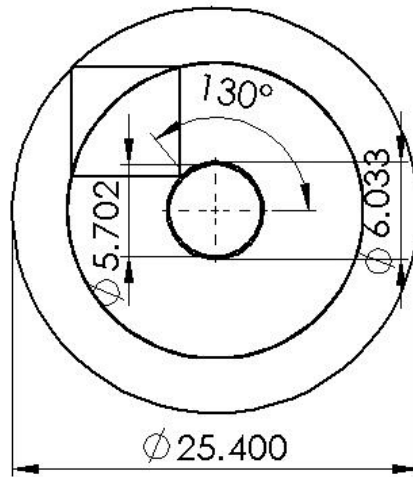
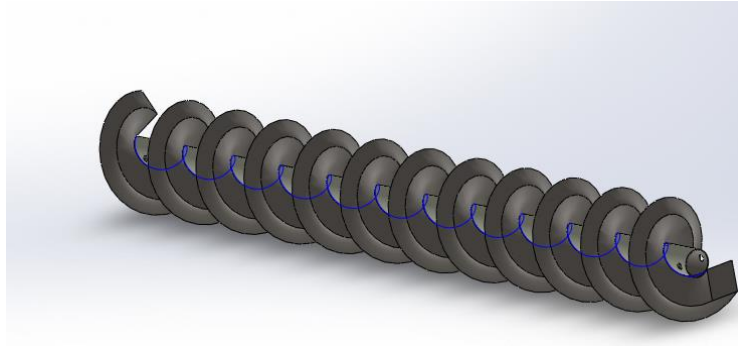
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: soporte para las cuchillas	Dibujo N°: 2
Ing. Mecánica	23 De Junio De 2013	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



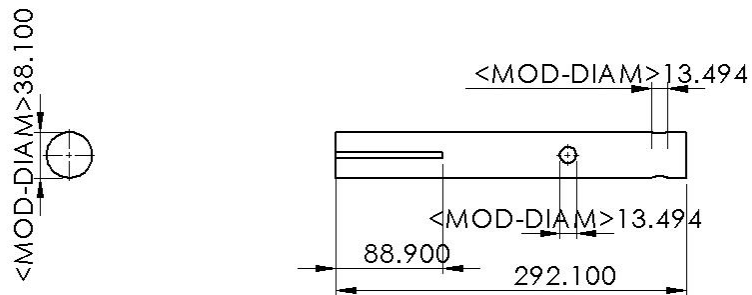
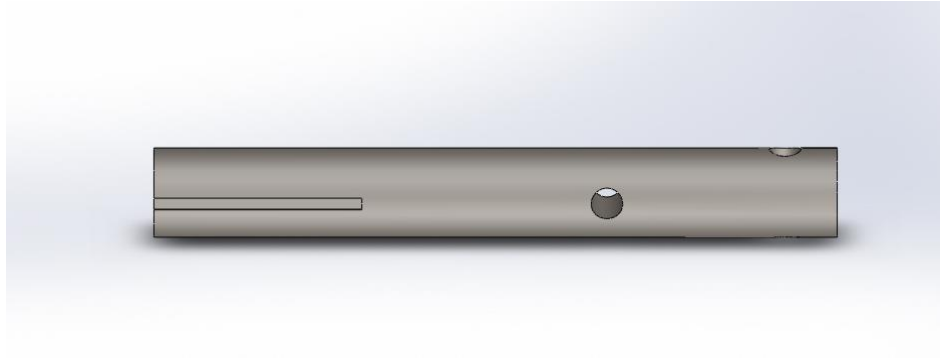
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: cm	Nombre: Artesa	Dibujo N°: 3
Ing. Mecánica	23 De Junio De 2013	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



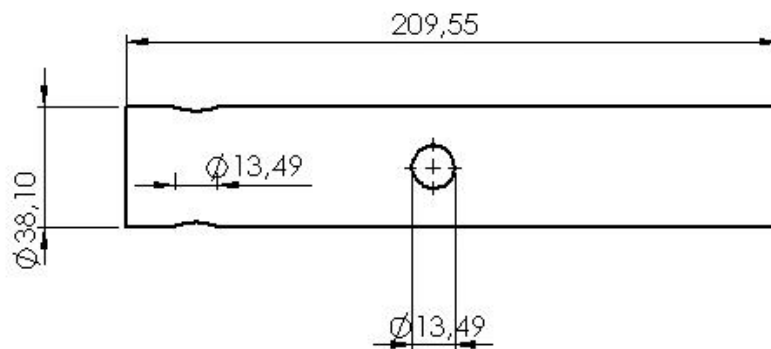
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: chumacera para tornillo transportador	Dibujo N°: 4
Ing. Mecánica	23 De Junio De 2013	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



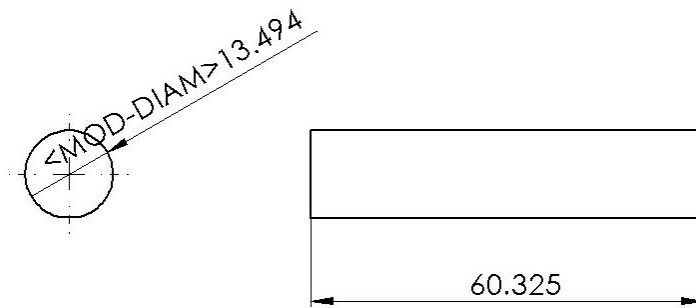
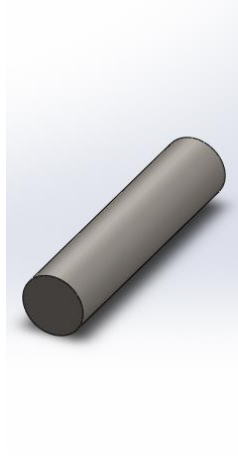
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: cm	Nombre: tornillo transportador	Dibujo N°: 5
Ing. Mecánica	23 De Junio De 2013	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



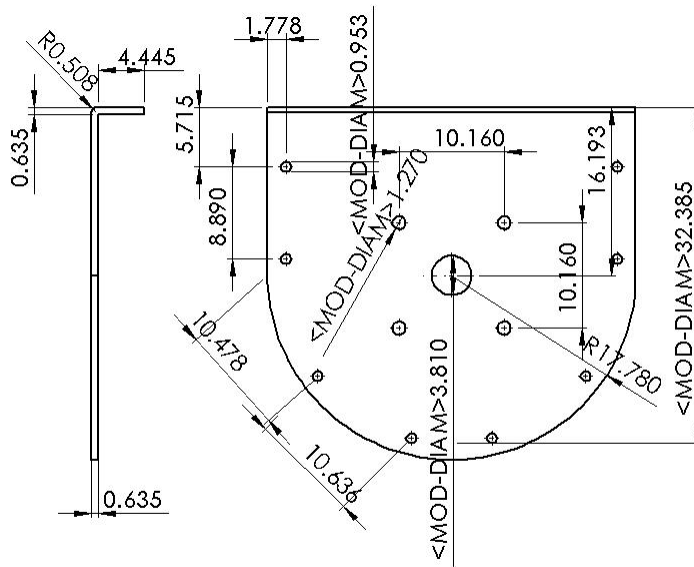
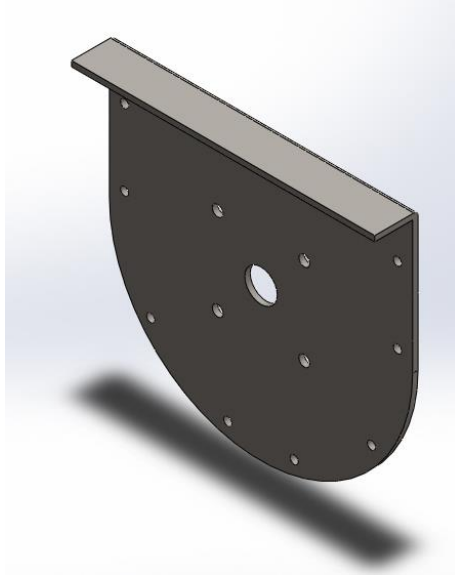
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Eje motriz para tornillo sinfín	Dibujo N°: 6
Ing. Mecánica	23 De Junio De 2013	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Eje terminal para tornillo sinfín	Dibujo N°: 7
Ing. Mecánica	23 De Junio De 2013	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: perno	Dibujo N°: 8
Ing. Mecánica	23 De Junio De 2013	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: cm	Nombre: Eje motriz para tornillo sinfín	Dibujo N°: 9
Ing. Mecánica	23 De Junio De 2013	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas

Ensamble final



Anexo D

Tablas de propiedades de los aceros

TABLA D1. CARACTERISTICAS DE LOS ACEROS

Table A-20

Deterministic ASTM Minimum Tensile and Yield Strengths for Some Hot-Rolled (HR) and Cold-Drawn (CD) Steels [The strengths listed are estimated ASTM minimum values in the size range 18 to 32 mm ($\frac{3}{4}$ to $1\frac{1}{2}$ in). These strengths are suitable for use with the design factor defined in Sec. 1–10, provided the materials conform to ASTM A6 or A568 requirements or are required in the purchase specifications. Remember that a numbering system is not a specification.] *Source:* 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

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 D2.PROPIEDADES TÍPICAS DE MATERIALES USADOS EN INGENIERIA

Apéndice B. Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería^{1,5} 747
(Unidades SI)

Material	Densidad, kg/m ³	Resistencia última			Cedencia ²		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