

**INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL**

**TÍTULO DEL TRABAJO:**

DESARROLLO DE UN IMPLEMENTO AGRÍCOLA PARA LA COSECHA  
DE LA CAÑA EN VERDE (SUBSISTEMA 2: DESHOJE)

**QUE PRESENTA:**

JORIM HELI CORZO RUIZ

**NO. DE CONTROL:**

14270005

**CARRERA:**

INGENIERÍA MECÁNICA

**ASESOR:**

ING. JULIO CESAR LLAVEN GORDILLO

TUXTLA GUTIÉRREZ, CHIAPAS, MÉXICO

JUNIO 2018

## ÍNDICE

<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>6</b>
<b>II. JUSTIFICACIÓN.....</b>	<b>7</b>
<b>III. OBJETIVO GENERAL.....</b>	<b>8</b>
<b>IV. ANALISIS DEL CAMPO DEL ARTE.....</b>	<b>8</b>
<b>V. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....</b>	<b>18</b>
<b>VI. ALCANCES Y LIMITACIONES.....</b>	<b>18</b>
<b>CAPITULO 1. GENERALIDADES.....</b>	<b>19</b>
<b>1.1 LA CAÑA.....</b>	<b>19</b>
<b>1.2 ORIGEN .....</b>	<b>19</b>
<b>1.3 EXIGENCIAS DEL CULTIVO.....</b>	<b>19</b>
<b>1.4 VARIEDADES .....</b>	<b>20</b>
<b>1.5 COSECHA .....</b>	<b>20</b>
<b>CAPITULO 2. MARCO TEORICO.....</b>	<b>21</b>
<b>2.1 DISEÑO MECÁNICO .....</b>	<b>21</b>
2.1.1 Etapas Del Diseño.....	21
<b>2.2 PARÁMETROS O CRITERIOS DE DISEÑO.....</b>	<b>22</b>
2.2.1 Factores de diseño.....	23
<b>2.3 ELEMENTOS PRINCIPALES EN LA ETAPA 2 DE LA COSECHADORA.....</b>	<b>24</b>
2.3.1.- Cadenas.....	24
2.3.2.- Diseño De Cadenas De Rodillos.....	25
2.3.3.- Potencia Transmitida.....	27
2.3.4.- Diseño De Impulsores De Cadena De Rodillos .....	28
2.3.5.- Selección De Cadenas.....	31
2.3.6.- Diseño De Ejes.....	31
2.3.7.- Velocidad De Giro .....	32
2.3.8.-Potencia Transmitida.....	32
2.3.9.- Fuerzas Que Ejercen Los Elementos De Maquinas Sobre El Eje.....	33
2.3.10.- Coronas Para Cadenas.....	34
2.3.11.- Calculo Del Diámetro De Los Ejes Por Carga Estática .....	34
2.3.12.- Calculo Del Diámetro De Los Ejes Por Carga Dinámica.....	36
2.3.13.- Diseño De Rodamientos .....	40
2.3.14.- Cojinetes De Contacto Rotatorio.....	44
2.3.15.- Materiales para cojinetes de contacto rotatorio .....	45
2.3.16.- Tipos De Cojinetes De Elementos Rotatorios .....	45
2.3.17.- Relación Entre Carga Y Vida Útil .....	47
2.3.18.- Información De Los Fabricantes De Rodamientos .....	47
2.3.19.- Selección De Cojinetes De Bolas (Solo Cargas Radiales) .....	48
2.3.20.- Selección De Cojinetes De Bolas Con Cargas Combinadas (Radial Y De Empuje) ...	49

2.3.21.- Diseño De Cepillos Cilíndricos .....	50
2.3.22.- Tipos De Cepillos Cilíndricos.....	51
2.3.23.- Selección Del Cepillo .....	52
2.3.24.- Tipos De Alambre.....	52
2.3.25.- Características Del Nylon .....	53
2.3.26.- Diseño Transportadores De Tornillo Sinfín .....	53
2.3.27.- Clasificación.....	54
<b>CAPITULO 3. MEMORIA DE CÁLCULO .....</b>	<b>58</b>
<b>3.1 DISEÑO PROPUESTO .....</b>	<b>58</b>
<b>3.2. OBJETO Y DESCRIPCIÓN.....</b>	<b>58</b>
<b>3.3 SELECCIÓN DE CADENA Y CATARINA .....</b>	<b>59</b>
<b>3.4 DATOS TÉCNICOS DE LA CADENA Y CATARINA .....</b>	<b>63</b>
<b>3.5 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL EJE TRANSPORTADOR .....</b>	<b>64</b>
3.5.1 Calculo de Reacciones.....	64
3.5.2 Calculo del diámetro por carga estática.....	70
3.5.3 Calculo del diámetro por carga dinámica.....	72
3.5.4. Datos técnicos del transportador sinfín.....	75
<b>3.6 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL EJE DEL CEPILLO DESHOJADOR .....</b>	<b>76</b>
3.6.1 cálculo de reacciones .....	78
3.6.2 Calculo del diámetro por carga estática.....	83
3.6.3 Calculo del diámetro por carga dinámica.....	85
3.6.4. Datos Técnicos del cepillo de Nylon .....	87
<b>3.7 DISEÑO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL TRANSPORTADOR .....</b>	<b>88</b>
3.7.1 Selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (radial y de empuje).....	89
3.7.2 Datos técnicos de los rodamientos para carga axial y de empuje de bolas.....	90
<b>3.8 DISEÑO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE DEL CEPILLO.....</b>	<b>91</b>
3.8.1 Selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (radial y de empuje).....	91
3.8.2 Datos técnicos de los rodamientos para carga axial y de empuje de bolas.....	93
<b>VII. CONCLUSIÓN.....</b>	<b>94</b>
<b>VIII. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>96</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>97</b>
<b>➤ TABLAS .....</b>	<b>97</b>
Tabla No. 1: Propiedades del Acero (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8ª Edición).....	97
Tabla No. 2: Dimensiones de cadenas de rodillos norma ASA (Tsubaki). .....	98
Tabla No. 3: Propiedades mecánicas de la cadena. ....	99
Tabla No. 4: Datos específicos de materiales (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8ª Edición). .....	100
Tabla No. 5: Capacidad de potencia (hp) de una cadena de rodillos de paso simple y un solo cordón para una rueda Catarina de 17 dientes (Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, 4ª Edición). .....	101
Continuación de tabla 5 (Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, 4ª Edición). ....	102

Tabla No.6: Factores para cadenas de rodillos de ramales múltiples (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición). .....	103
Tabla No. 7: Dimensiones de cadenas de transmisión de rodillo estándar (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8ª Edición). .....	104
Tabla No. 8: Factores de los cojinetes (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición). .....	105
Tabla No. 9: Catálogo de rodamientos de bolas (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición). .....	106
Tabla No. 10: Duración recomendada para rodamientos (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición). .....	107
Tabla No. 11: Factores de servicio, para cadenas de rodillos de un solo ramal (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición). .....	107
Tabla No. 12: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8° Edición). .....	108
Tabla No. 13: Comparación de tipo de cojinetes (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición). .....	108
Tabla No. 14: Factor Kt (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8° Edición). .....	109
<b>➤ PLANOS .....</b>	<b>109</b>

## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

<i>Ilustración 1. Primera cosechadora de caña mecanizada estilo chooper. ....</i>	10
<i>Ilustración 2. Cosechadora de caña de azúcar John Deere 3520. ....</i>	10
<i>Ilustración 3. Cosechadora de caña comercial. ....</i>	11
<i>Ilustración 4. Diagrama de una Cosechadora Combinada. ....</i>	13
<i>Ilustración 5. Sistemas de limpieza de una cosechadora de caña Combinada. ....</i>	13
<i>Ilustración 6. Transportador Sin Fin. ....</i>	14
<i>Ilustración 7. Rodillo Cilíndrico. ....</i>	15
<i>Ilustración 8. Cosechadora de caña mecánica y cosechadora de Cañera INTA, una cosechadora de caña de azúcar todo terreno. ....</i>	17
<i>Ilustración 9. Cortador y transportador de la caña de azúcar. ....</i>	17
<i>Ilustración 10. Etapas del diseño. ....</i>	21
<i>Ilustración 11. Cadenas transportadoras. ....</i>	24
<i>Ilustración 12. Algunos tipos de cadenas trasportadores de rodillos. ....</i>	25
<i>Ilustración 13. Impulsor de cadena de rodillo. ....</i>	26
<i>Ilustración 14. Porción de una cadena de rodillos con dos cordones. ....</i>	26
<i>Ilustración 15. Endentado de una cadena y su rueda Catarina. ....</i>	27
<i>Ilustración 16. Ubicación de los Elementos en un Eje. ....</i>	34
<i>Ilustración 17. Fuerzas que Ejercen los elementos de una cadena. ....</i>	34
<i>Ilustración 18. (a). ....</i>	39
<i>Ilustración 19. Tipos de rodamientos. ....</i>	41
<i>Ilustración 20. Cojinete de contacto rotatorio. ....</i>	45
<i>Ilustración 21. Tipos de cojinetes de elementos rotatorios. ....</i>	46
<i>Ilustración 22. Diagrama de cojinetes. ....</i>	50
<i>Ilustración 23. Cepillos de Nylon. ....</i>	52
<i>Ilustración 24. Transportador de tornillo sinfín y sus partes. ....</i>	54

<i>Ilustración 25. Clasificación de los sin fines por el paso.</i>	55
<i>Ilustración 26. Clasificación De Los Sinfines De Acuerdo Al Tipo De Helicoide.</i>	57
<i>Ilustración 27. Diseño propuesto.</i>	58
<i>Ilustración 28. Transportador Sin Fin Propuesto.</i>	60
<i>Ilustración 29. Eslabón de Cadena y Catarina Impulsora.</i>	63
<i>Ilustración 30. Diagrama De Cuerpo Libre Del Eje Transportador.</i>	64
<i>Ilustración 31. Diagrama De Cuerpo Libre Plano ZX.</i>	66
<i>Ilustración 32. Diagrama De Cuerpo Libre Plano ZY.</i>	67
<i>Ilustración 33. Plano ZX.</i>	68
<i>Ilustración 34. Diagrama De Cortante Plano ZX.</i>	68
<i>Ilustración 35. Diagrama De Momento ZX.</i>	68
<i>Ilustración 36. Plano ZY.</i>	69
<i>Ilustración 37. Diagrama De Cortante.</i>	69
<i>Ilustración 38. Diagrama De Momento.</i>	69
<i>Ilustración 39. Transportador Sin Fin.</i>	75
<i>Ilustración 40. Diagrama De Cuerpo Libre Del Cepillo Deshojador (Plano ZX).</i>	78
<i>Ilustración 41. Diagrama De Cuerpo Libre Del Torsor En El Cepillo, (Plano XY).</i>	79
<i>Ilustración 42. Diagrama De Cuerpo Libre (Plano ZX)</i>	80
<i>Ilustración 43. Diagrama de Pares (Plano XY).</i>	81
<i>Ilustración 44. Esquema de las Fuerzas (Plano XZ).</i>	81
<i>Ilustración 45. Diagrama de Cortantes y Momentos (Plano ZX).</i>	82
<i>Ilustración 46. Cepillo De Nylon.</i>	88
<i>Ilustración 47. Rodamiento de Bolas Numero 6205, Chumacera UCP 204.</i>	90
<i>Ilustración 48. Rodamiento de Bolas Numero 6205, Chumacera UCP 204.</i>	93

## INTRODUCCIÓN

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

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

Es un cultivo plurianual. Se corta cada 12 meses, y la plantación dura aproximadamente 5 años. Tiene un tallo macizo de 2 a 5 metros de altura con 5 o 6 cm de diámetro. El sistema radicular lo compone un robusto rizoma subterráneo; puede propagarse por estos rizomas y por trozos de tallo. La caña tiene una riqueza de sacarosa del 14% aproximadamente, aunque varía a lo largo de toda la recolección. (Imagen y grafica de producción)(SAGARPA) La práctica tradicional en los ingenios azucareros para la cosecha de caña consiste en quemar la plantación para facilitar la recolección de los tallos. Sin embargo la quema de una sola hectárea de plantación de caña significa emitir a la atmósfera más de 160 kg de bióxido y monóxido de carbono.

En época de cosecha las zonas cañeras tiñen sus cielos de tonos rojizos por la gran cantidad de humo y trozos de hoja quemada que el viento lleva a los pueblos cercanos ocasionando además problemas con el drenaje. Por ello la importancia de implementar tecnologías de mitigación, y con ello disminuir los efectos que este causa en la quema, por ello este proyecto pretende suspender la quema mediante una cosechadora en estado verde, que en algunos casos utilizan cosechadoras de marcas reconocidas, pero no manejan la caña entera sino que la trozan para su manejo en la industria, por lo que nos daremos a la tarea de diseñar una cosechadora de caña entera y en estado verde.

## II. JUSTIFICACIÓN

Al quemar la caña de azúcar, como actividad previa a la cosecha, se presentan una serie de problemas ambientales como lo son:

- 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.
- 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.
- 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.

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

### **III. OBJETIVO GENERAL**

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

Esta práctica permite la incorporación de materia orgánica al suelo incrementando el contenido de carbono, aumenta su fertilidad y promueve que con el tiempo se disminuya la dosis de fertilizante aplicado, además de ayudar a conservar mayor contenido de humedad en el suelo.

La cosecha mecanizada de caña de azúcar representa una ventana de oportunidad tecnológica que no sólo reduce costos y hace más eficiente la operación de cosecha y entrega de caña al ingenio, sino que minimiza los impactos negativos al medio ambiente contribuyendo con la productividad de los ingenios y el mejoramiento del nivel de vida de los productores y habitantes de las zonas cañeras de México.

Establecer una memoria de cálculo de diseño funcional del subsistema 2, el cual contempla un deshojador de la caña en verde, con un mecanismo de deshoje que integra un sistema de tornillos sin fin y cepillos para el deshoje; incluyendo los planos de piezas, conjunto y ensamble.

### **IV. ANALISIS DEL CAMPO DEL ARTE**

Con la revolución tecnológica de las máquinas, hasta nuestros días, cuando el incremento del volumen de producción obliga a aumentar las velocidades de las operaciones, surgen las máquinas agrícolas abriendo un amplio campo para el desarrollo de cada función: labranza, siembra, cosecha, carga y transporte de productos.

La mayoría de los productores de caña de azúcar, utilizan indistintamente diversos tipos y marcas de cosechadoras de caña, orientados principalmente por la información que brinda el fabricante, dirigida generalmente a la promoción de la marca de los equipos y por las experiencias propias y/o de terceros, cuya validez no se cuestiona, pero en sentido general se maneja escasa información técnica respecto al comportamiento de las mismas en la etapa de explotación.

## Reseña Histórica (Primeros prototipos)

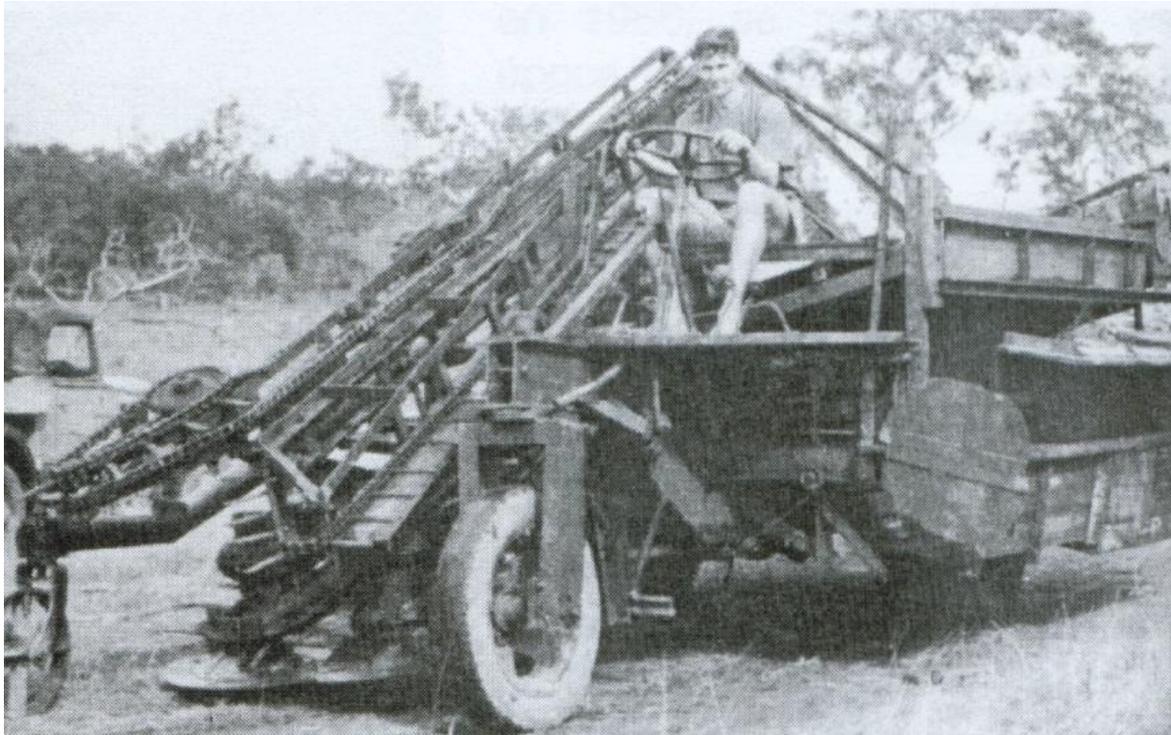
Con el paso del tiempo las herramientas de trabajo se fueron perfeccionando en beneficio de la actividad productiva del hombre, que se vio en la necesidad de independizarse de las bondades que le brindaba gratuitamente la naturaleza a través de la recolección de frutos silvestres y la cacería, y comenzar a cultivar plantas y domesticar animales, dando origen a la agricultura.

Las primeras cosechadoras surgen con mecanizar la recolección de granos, la cual se realizaba de forma manual con utensilios rudimentarios. Las labores de cosecha manual consistían en el corte del cultivo con ayuda herramientas afilada, el amontonamiento del cultivo en pequeños bloques, y posteriormente el transporte en carretones hasta el sitio de la trilla, para separar el grano de la paja, con ayuda de los tradicionales molinos de piedra tirados por tracción de sangre.

En los últimos años se ha experimentado una importante evolución en el mundo de las cosechadoras, adecuándolas por aproximaciones sucesivas a las condiciones y características de la mayoría de las explotaciones de una gran variedad de cultivos.

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

En 1968, los Toft lanzaron su primera cosechadora de caña picada tipo chopper, 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 1



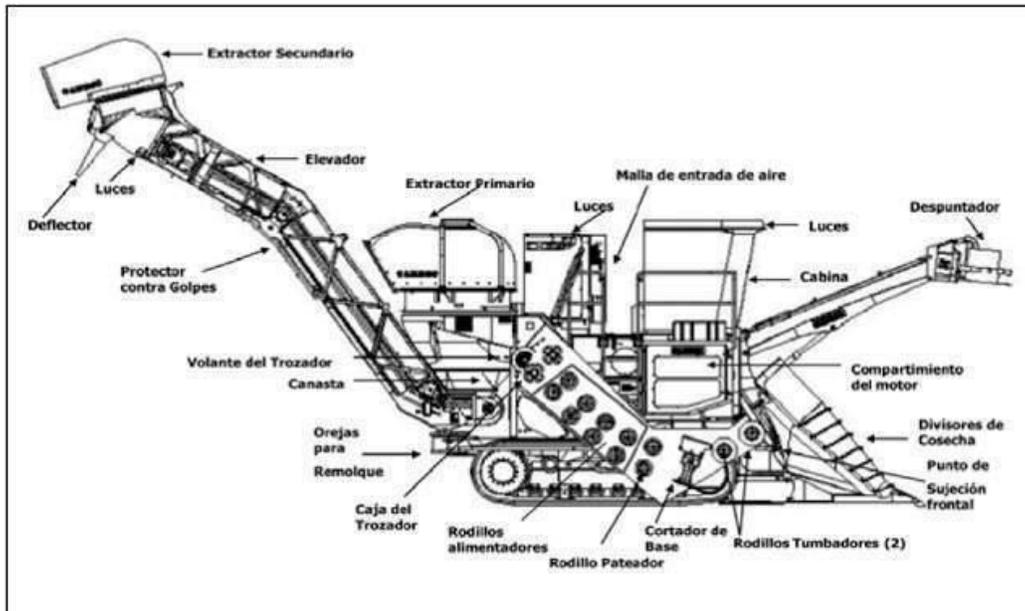
***Ilustración 1. Primera cosechadora de caña mecanizada estilo chooper.***

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



***Ilustración 2. Cosechadora de caña de azúcar John Deere 3520.***

Los componentes de una cosechadora de caña comercial son:



**Ilustración 3. Cosechadora de caña comercial.**

En años posteriores y debido al gran avance tecnológico que ha existido, las cosechadoras de caña combinada han avanzado mucho, se han integrado una gran cantidad de detalles que hacen que sea de manejo más simple y de mayor eficiencia, los principales y más notorios cambios son los motores eléctricos que dan mayor rendimiento y son amigables con el medio ambiente, se ha integrado una gran cantidad de sensores que permiten detectar fallos al momento de operar las cosechadoras, así también sirven para poner a punto a estas dependiendo de las condiciones del terreno en que se trabaje, también podemos encontrar sistemas más sofisticados de control y monitoreo de la máquina, teniendo todas las variables disponibles y ajustables en un tablero que permita maniobrar a gusto, cabe señalar que la mayoría de piezas que ahora componen a las cosechadoras de caña combinada son de fácil reemplazo y esto disminuye el costo de mantenimiento.

### **Cosechadora de Caña**

La cosechadora combinada se emplea para la recolección mecanizada de caña, en cualquier forma que esta se encuentre: levantada, revolcada, entrelazada, etc. La cosechadora de caña combinada debe su nombre a que permite la cosecha, la limpieza y el desmenuzamiento integrado en una máquina completa. El funcionamiento de esta es como sigue:

(John Deere) Una vez que la cosechadora es colocada en una fila de caña y comienza a avanzar, los dedos en forma de triángulos de chapa del corta-cogollos atraen los cogollos de la caña y las cuchillas del disco la corta y las expulsan hacia uno de los lados de la cosechadora.

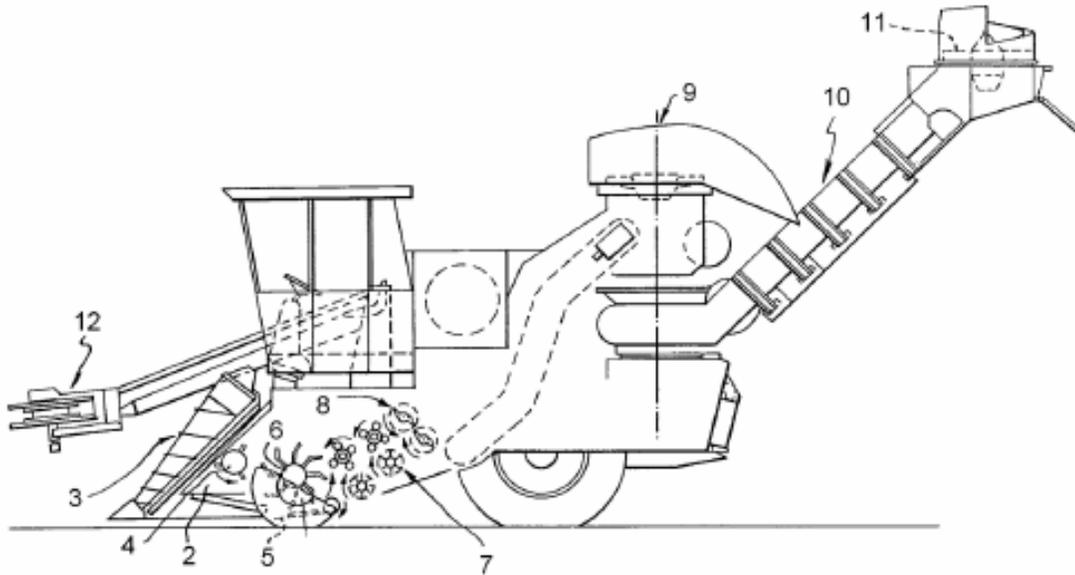
Los zapatos del separador de caña (2), en la figura 4, regulan la anchura de operación y determinan la cantidad de caña a entrar en el interior de la cosechadora.

Los rodillos cónicos sinfín (3) se encargan de introducir la caña hacia el interior de la garganta en donde un rodillo (4) doblaga los tallos de la caña. Como la caña se encuentra enredada con los de la fila adyacente y dentro de la misma fila, un disco lateral cortador se encarga de cortar aquellas cañas con las que se encuentra a su paso.

Los cortadores de caña (5) siegan el tallo casi a ras del suelo, y un rodillo de tope (6) hace llegar la caña cortada a la zona de alimentación y ahí, gracias a las aletas que tiene incorporada, se deshacen de piedras y malezas que hayan entrado al interior de la cosechadora. La caña pasa luego a través de rodillos alimentadores (inferiores) y rodillos de presión (superiores) (7) en donde el material es comprimido y colocado en todo lo ancho de la zona de alimentación.

Después, la caña pasa a la zona de trozado donde dos cilindros picadores (8), cortan la caña en trozos longitudinales de aproximadamente unos 30 cm. Luego pasa a la zona de primera limpieza para que un ventilador – extractor (9) succione la hojarasca la cual, al ser más ligera en peso que los trozos de caña, las expulsa fuera de la máquina.

Por efecto de la gravedad, los trozos de caña caen a la zona de transporte (10) y, a través de una cinta transportadora, son llevados a la parte superior en donde se encuentra una segunda zona de limpieza (11) para extraer el resto de la hojarasca que no haya sido extraída en la primera zona de limpieza. Por último, la caña cae a un remolque de un camión o tractor que se desplaza paralelo a la cosechadora, para su posterior transporte al ingenio.



**Ilustración 4. Diagrama de una Cosechadora Combinada.**

Dentro de toda la infinidad de piezas que conforman una cosechadora de caña de azúcar, existe una que en esencia trabaja en la etapa de limpieza (deshoje), por llamarla de alguna manera, la que da sustento a estas grandes máquinas.

### Ventilador-Extractor



**EXTRACTOR PRIMARIO:** Produce fuertes corrientes ascendentes de aire, separando las impurezas de los pedazos de caña en cuanto estos caen en el cesto.

**EXTRACTOR SECUNDARIO:** Produce fuertes corrientes de aire, retirando impurezas de los pedazos de caña, en cuanto estos caen en la tolva.

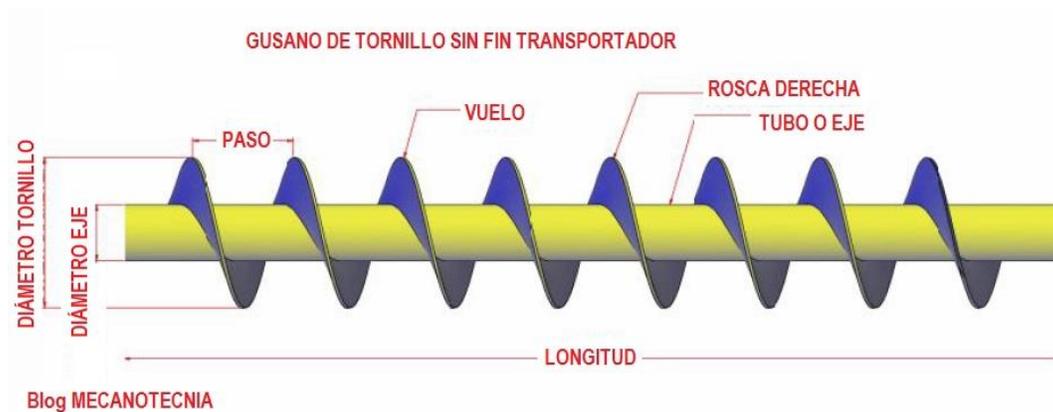
**Ilustración 5. Sistemas de limpieza de una cosechadora de caña Combinada.**

Suelen ser parte de una etapa de limpieza, donde la caña es troceada en conjunto con la hojarasca para posteriormente pasar al ventilador – extractor que retira las impurezas de la hojarasca la cual, al ser más ligera en peso que los trozos de caña, las expulsa fuera de la máquina.

Este maquina no contempla un deshoje por separado antes de llegar al trozador. Para la etapa 2 (deshoje) se pretende desarrollar un subsistema de limpieza de la caña en verde que sea capaz de manejar y deshojar la caña entera sin necesidad de trocearla, que contemplara las siguientes piezas:

### Transportadores De Tornillo Sinfín

El tornillo sin fin (ver figura 6) 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

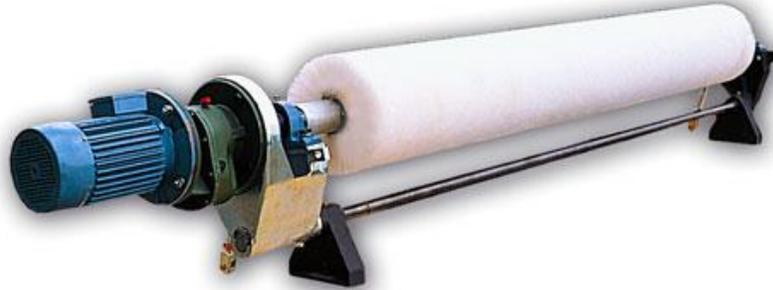


*Ilustración 6. Transportador Sin Fin.*

### Cepillos Cilíndricos de Nylon

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

Las principales aplicaciones para este tipo de cepillos son de limpieza y/o lavado de bandas transportadoras, frutas y verduras, lamina en rollo, vidrio, calles de concreto, pisos pintados, lavado de autobuses y camiones, entre otros. Este tipo de cepillos se puede aplicar a trabajos automáticos, semi-automáticos y robóticos.



***Ilustración 7. Rodillo Cilíndrico.***

### **La cosecha integral**

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

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

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

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

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

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

### **Corte mecanizado**

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



***Ilustración 8. Cosechadora de caña mecánica y cosechadora de Cañera INTA, una cosechadora de caña de azúcar todo terreno.***

A lo largo de los años se ha ido incrementando paulatinamente la cosecha mecanizada integral con cosechadoras que hacen varias operaciones tales como corte, picado de los tallos (troceado), limpieza de la caña en verde, ante la dificultad de hacerlo en forma natural. El corte mecanizado integral de la caña de azúcar está en función de las siguientes variables: diseño de campo, atributos de las variedades, la maquina cosechadora, el operario de la máquina y la logística de corte y del transporte.



***Ilustración 9. Cortador y transportador de la caña de azúcar.***

## V. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

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

Con el diseño de esta cosechadora de caña se pretende:

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

## VI. ALCANCES Y LIMITACIONES

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

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

## **CAPITULO 1. GENERALIDADES**

### **1.1 LA CAÑA**

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

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

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

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

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

### **1.2 ORIGEN**

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

### **1.3 EXIGENCIAS DEL CULTIVO**

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

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

#### **1.4 VARIEDADES**

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

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

#### **1.5 COSECHA**

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

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

## CAPITULO 2. MARCO TEORICO

### 2.1 DISEÑO MECÁNICO

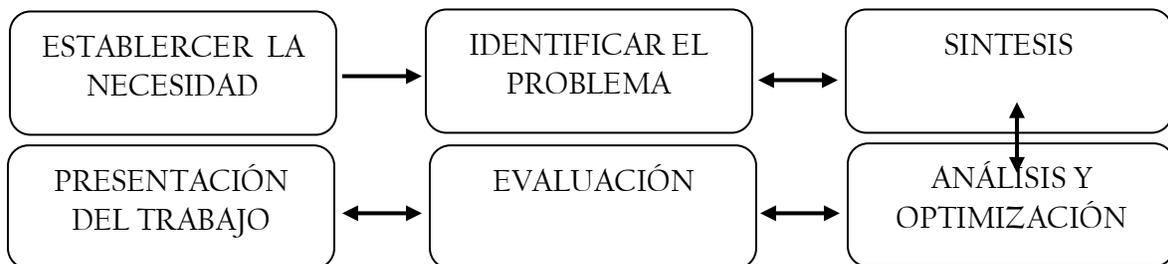
El diseño es una actividad mental, una actividad fruto del intelecto mediante la cual se generan una serie de ideas respecto a la solución práctica de un problema que requiere del desarrollo y/o construcción de una máquina, mecanismo, dispositivo y/o la creación de un proceso. Desde un punto de vista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

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

En general puede decirse que el diseño es la formulación de un plan integral realizado por un grupo interdisciplinario, cuyo objetivo es satisfacer una necesidad.

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

#### 2.1.1 Etapas Del Diseño



*Ilustración 10. Etapas del diseño.*

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

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

## 2.2 PARÁMETROS O CRITERIOS DE DISEÑO

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

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

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

### **2.2.1 Factores de diseño.**

La expresión factor de diseño significa alguna característica o consideración que influye en el diseño de un elemento, o quizá en todo el sistema. Por lo general se tienen que tomar en cuenta alguno de estos factores para un diseño determinado. En ocasiones algunos de esos factores serán críticos y, si se satisfacen sus condiciones no será necesario considerar los demás. A continuación se indican algunos de los factores que hay que tomar en cuenta:

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

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

## 2.3 ELEMENTOS PRINCIPALES EN LA ETAPA 2 DE LA COSECHADORA

### 2.3.1.- Cadenas

Las cadenas son elementos que se utilizan para transmitir potencia y para arrastre. Se fabrican como una serie de eslabones que se unen mediante pernos. Pueden usarse para cargas elevadas y donde sea necesario mantener relaciones precisas de velocidad.

La figura siguiente ilustra una variedad de tipos de cadenas que se emplean en particular para transportar y usos similares.



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



Combinación para molinos.  
Se usa en transportadores de arrastre.



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



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



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



Para techos.



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



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

**Ilustración 11. Cadenas transportadoras.**

### 2.3.2.- Diseño De Cadenas De Rodillos

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

La figura siguiente muestra algunos de estos elementos.



(a) Cadena con rodillos estándar, tamaño único



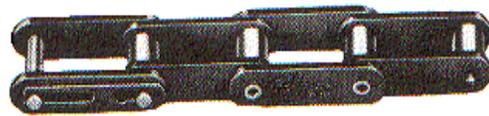
(b) Cadena con rodillos estándar, dos tramos (disponible también con tres y cuatro tramos)



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



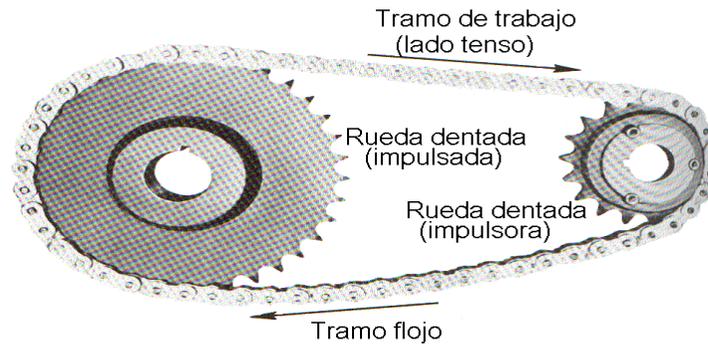
(d) Cadena impulsora de doble paso



(e) Cadena transportadora de doble paso

**Ilustración 12. Algunos tipos de cadenas transportadoras de rodillos.**

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



**Ilustración 13. Impulsor de cadena de rodillo.**

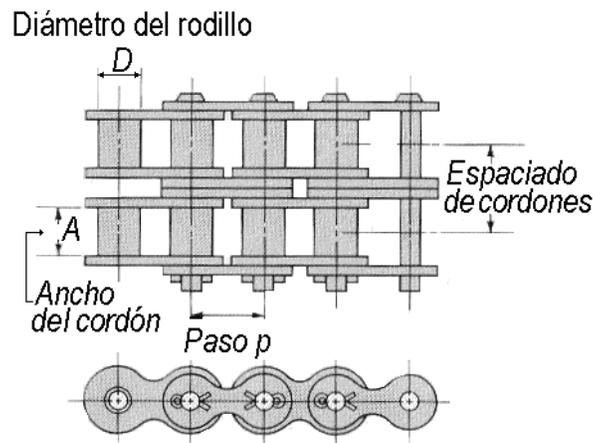
De acuerdo a Budynas, en su libro Diseño en ingeniería mecánica, la relación de la velocidad de salida y la velocidad de entrada está dada por:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{Ecuación (2.3.1)}$$

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

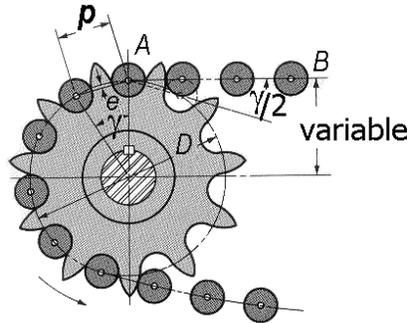
Las cadenas de rodillos se clasifican con base en su paso  $p$ , que es la distancia entre partes correspondientes de dos eslabones adyacentes. El paso se ejemplifica, por lo regular, como la distancia entre pernos adyacentes.

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



**Ilustración 14. Porción de una cadena de rodillos con dos cordones.**

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



**Ilustración 15. Endentado de una cadena y su rueda Catarina.**

Designando el paso de la cadena por  $p$ , el ángulo de paso por  $\gamma$  y el diámetro de paso de la rueda Catarina por  $D$  dado en pulgadas o en metros, por trigonometría de la figura 15 se observa que (Richard Budynas):

$$D = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{N_1}\right)} \quad \text{Ecuación (2.3.2)}$$

### 2.3.3.- Potencia Transmitida

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

$$F_1 = \frac{33000H}{V} \quad \text{Ecuación (2.3.3)}$$

En donde:  $H$  = potencia transmitida en hp

$F_1$  = fuerza transmitida en lb.

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

En el sistema internacional:

$$F_1 = \frac{1000H}{V} \quad \text{Ecuación (2.3.4)}$$

En donde:

$H$  = potencia transmitida en hp

$F_1$  = fuerza transmitida en Newton.

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

### 2.3.4.- Diseño De Impulsores De Cadena De Rodillos

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

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

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

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

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

$$\frac{Hp}{\text{tramo}} = \text{minimo de } h_{ps} \text{ o } h_{pr} \quad \text{Ecuación (2.3.5)}$$

En donde:

$$h_{ps} = K_s N_s^{1.08} n^{0.9} p^{(3-0.07p)} \quad \text{Ecuación (2.3.6)}$$

Basado en la fatiga de la placa del eslabón.

$$h_{ps} = K_r P^{(0.8)} \left( \frac{100N_1}{n} \right)^{1.5} \quad \text{Ecuación (2.3.7)}$$

$K_s = 0.0022$  para la cadena No. 41

$K_s = 0.004$  para cualquier otra cadena

$K_r = 3.4$  para la cadena No. 41

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

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

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

Número 40 (paso  $p = 1/2$  pul).

Número 60 (paso  $p = 3/4$  pul).

Número 80 (paso  $p = 1$  pul).

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

- 1.- Las especificaciones se basan en la velocidad de la rueda dentada más pequeña.
- 2.- Para una velocidad en particular, la capacidad de potencia se incrementa con el número de dientes en la rueda dentada. Desde luego, cuanto mayor es el número de dientes, más grande será el diámetro de la rueda dentada. Una cadena con paso más pequeño en una rueda dentada de gran tamaño, genera un impulso más silencioso.
- 3.- Para un tamaño particular de rueda dentada con un número específico de dientes, la capacidad de potencia se incrementa en función del aumento de velocidad hasta cierto punto, después, disminuye. La fatiga debida a la tensión en la cadena rige a velocidades entre bajas y moderadas; el impacto sobre las ruedas dentadas predomina a velocidades más altas. A cada tamaño de rueda dentada corresponde un límite superior absoluto de velocidad que se debe a la presencia de raspaduras entre los pernos y los bujes de la cadena.

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

5.- Las especificaciones son para un factor de servicio  $K_a = 1$ . Debe especificarse un factor de servicio en particular de acuerdo con la tabla 10.

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

$$H_{diseño} = \frac{k_a H_{real}}{k_2} \quad \text{Ecuación (2.3.8)}$$

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

$$H_{diseño} = \frac{k_1 k_a H_{real}}{k_2} \quad \text{Ecuación (2.3.9)}$$

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

$$H_{cordones} = \frac{H_{diseño}}{H_{nominal}} \quad \text{Ecuación (2.3.10)}$$

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

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p}\right)} \quad \text{Ecuación (2.3.11)}$$

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

$$\frac{C}{p} = \frac{1}{4} \left\{ \frac{L}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \sqrt{\left[ \frac{L}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} \right]^2 - \frac{2(N_2 - N_1)^2}{n^2}} \right\} \quad \text{Ecuación (2.3.12)}$$

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

### 2.3.5.- Selección De Cadenas

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

La ANSI estandarizo las cadenas de rodillos con respecto a sus tamaños. Las dimensiones de los tamaños estándar se proporcionan en la tabla No. 7.

### 2.3.6.- Diseño De Ejes

Los ejes que tienen secciones circulares se utilizan a menudo en el diseño de equipos mecánicos y maquinaria. Por ello, pueden estar sometidos a un esfuerzo o fatiga cíclica, la cual es causada por la flexión combinada y las cargas de torsión que deben transmitir o resistir. Además de estas cargas, en un eje pueden existir concentraciones de esfuerzo debido a las cuñas, acoplamientos y transiciones súbitas en el área de su sección transversal. Por lo tanto, si se desea diseñar un eje de manera adecuada, es necesario tener todos estos efectos en cuenta (Russell C. Hibbeler 8ª Edición).

El cálculo de ejes implica siempre el uso del enfoque de esfuerzos combinados y se sugiere el método de la Teoría de la Falla por Distorsión de la energía (Teoría de Von Mises).

Se parte del análisis que en general los ejes son cortos en longitud, girarán para transmitir movimiento y que solo se Generaran Esfuerzos de Torsión Constantes y Esfuerzos de Flexión Variables (Esfuerzos invertidos).

### 2.3.7.- Velocidad De Giro

De nuevo, la razón de velocidad VR se define como la velocidad angular de la rueda dentada impulsora (rueda 1) dividida entre la velocidad angular de la rueda dentada impulsada (rueda 2).

Con el uso de las mismas deducciones de las transmisiones de engrane y de correa, la razón de velocidad es (Maquinas y Mecanismos, David Myszka 4ª Edición):

$$VR = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{Ecuación (2.3.13)}$$

Como una razón es válida independientemente de las unidades, la razón de velocidad se define en términos de revoluciones por minuto, radianes por unidad de tiempo o cualquier otro grupo conveniente de unidades de velocidad angular.

Se conocen N1 (RPM) del motor o del mecanismo impulsor, d1 y d2 diámetros de las poleas o engranajes, se despeja N2 que será las RPM del eje.

$$N_1 * d_1 = N_2 * d_2 \quad \text{Ecuación (2.3.14)}$$

$$N_2 = \frac{N_1 * d_1}{d_2} \quad \text{Ecuación (2.3.15)}$$

### 2.3.8.-Potencia Transmitida

Con frecuencia, los ejes y tubos con secciones circulares se utilizan para transmitir la potencia desarrollada por una máquina. Cuando se utiliza con este fin, se les somete a un par de torsión que depende de la potencia generada por la máquina y de la velocidad angular del eje. La potencia se define como el trabajo realizado por unidad de tiempo.

Con frecuencia es necesario obtener el par de torsión T mediante la consideración de la potencia y velocidad del eje rotatorio. Por conveniencia, cuando se emplean unidades de uso común en Estados Unidos, existen tres formas de esta relación, pero que son (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley 9ª Edición):

$$H = \frac{FV}{33\ 000} = \frac{2\pi Tn}{33\ 000(12)} = \frac{Tn}{63\ 025} \quad \text{Ecuación (2.3.16)}$$

donde H = potencia, hp

T = par de torsión. lbf · pulg

$n$  = velocidad de rotación del eje, rev/min

$F$  = fuerza, lbf

$V$  = velocidad, ft/min

Cuando se utilizan unidades SI, la ecuación es

$$H = T\omega \quad \text{Ecuación (2.3.17)}$$

donde  $H$  = potencia, W

$T$  = par de torsión, N · m

$\omega$  = velocidad angular, rad/s

El par de torsión  $T$  correspondiente a la potencia en watts, se obtiene aproximadamente por

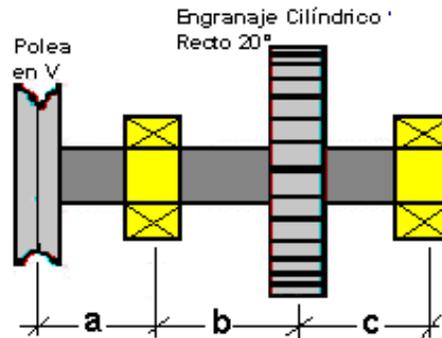
$$T = 9.55 \frac{H}{n} \quad \text{Ecuación (2.3.18)}$$

donde  $n$  se expresa en revoluciones por minuto.

De la ecuación, se despeja el Torque ( $T$ ) y este será el torque que proporcionará el motor. Por otro lado la Potencia del motor será la potencia total que consume el eje y sus componentes.

### **2.3.9.- Fuerzas Que Ejercen Los Elementos De Maquinas Sobre El Eje**

La configuración general de un eje para acomodar los elementos que lo conforman, por ejemplo, engranes, cojinetes y poleas, debe especificarse en los primeros pasos del proceso de diseño para poder realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre y para obtener diagramas de momento cortante. Por lo general, la geometría de un eje es la de un cilindro escalonado. El uso de hombros o resaltos constituye un medio excelente para localizar en forma axial los elementos del eje y para ejecutar cualquier carga de empuje necesaria (Diseño de Ingeniería Mecánica, Shigley 9<sup>a</sup> Edición).



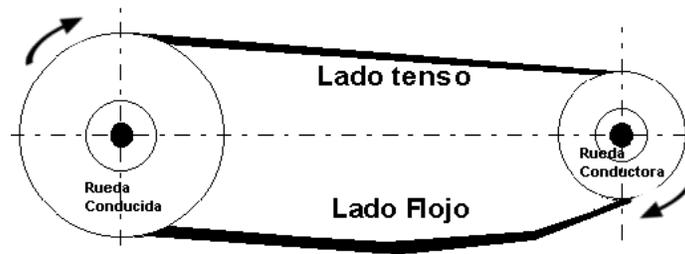
**Ilustración 16. Ubicación de los Elementos en un Eje.**

Es importante siempre usar dos rodamientos y deben colocarse, de ser posible, en cualquier extremo de los elementos que transmiten potencia para proporcionar soporte estable, generar cargas balanceadas en los rodamientos y minimizar los momentos de flexión. Por otro lado la longitud del eje debe ser la menor posible para evitar deformaciones extremas.

### 2.3.10.- Coronas Para Cadenas

En las cadenas un lado está tenso y el otro flojo, por lo tanto el lado flojo no ejerce fuerza y la fuerza de flexión ( $F_f$ ), es igual a la tensión del lado tenso. Si se conoce el torque

$$F_f = T / (D/2) \quad \text{Ecuación (2.3.19)}$$



**Ilustración 17. Fuerzas que Ejercen los elementos de una cadena.**

### 2.3.11.- Calculo Del Diámetro De Los Ejes Por Carga Estática

Partiendo de la teoría del círculo de Mohr del esfuerzo plano se tiene las fórmulas de los dos esfuerzos principales:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación (2.3.20)}$$

De manera similar, los dos esfuerzos cortantes de valor extremo serán:

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación (2.3.21)}$$

Ahora en cada punto de interés se considera un elemento de esfuerzo que incluye el esfuerzo flector y esfuerzo cortante transversal. El esfuerzo cortante máximo para cada elemento de esfuerzo puede determinarse mediante el círculo de Mohr, o analíticamente mediante la ecuación ( ) con  $\sigma_y=0$  (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley 9ª Edición):

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \text{Ecuación (2.3.22)}$$

Donde, en consecuencia se toma el momento flector máximo para determinar el esfuerzo flector máximo en un punto específico, mediante:

$$\sigma = \frac{M d/2}{\pi d^4/64} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación (2.3.23)}$$

El esfuerzo cortante torsional máximo que ocurre entre puntos específicos también, es:

$$\tau = \frac{T d/2}{\pi d^4/32} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación (2.3.24)}$$

Continuando con la teoría del esfuerzo cortante máximo, que estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir (Diseño de Ingeniería mecánica, Shigley, 9ª Edición).

De manera que el esfuerzo cortante máximo en la fluencia es  $\tau_{m\acute{a}x} = S_y/2$ . Para un estado de esfuerzo general, pueden determinarse y ordenarse tres esfuerzos principales, de modo que  $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ . Entonces, el esfuerzo cortante máximo es  $\tau_{m\acute{a}x} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2$ .

Por lo tanto, para un estado general de esfuerzo, la hipótesis del esfuerzo cortante máximo produce la fluencia cuando (Diseño de Ingeniería mecánica, Shigley, 9ª Edición):

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad \text{o} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y \quad \text{Ecuación (2.3.25)}$$

Para propósitos de diseño, la ecuación (2.3.25) puede modificarse para incorporar un factor de seguridad,  $n$ . Por lo tanto:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{Sy}{2n} \quad \text{o} \quad \sigma_1 - \sigma_3 = \frac{Sy}{n} \quad \text{Ecuación (2.3.26)}$$

Por lo tanto sustituyendo la ecuación (2.3.26) en la ecuación (2.3.27) tenemos que:

$$\frac{Sy}{2n} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \text{Ecuación (2.3.27)}$$

Sabemos que:

$$\sigma = \frac{M d/2}{\pi d^4/64} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{y} \quad \tau = \frac{T d/2}{\pi d^4/32} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación (2.3.28)}$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.3.28) volvemos a obtener,

$$\frac{Sy}{2n} = \sqrt{\left(\frac{\frac{32M}{\pi d^3}}{2}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} \quad \text{Ecuación (2.3.29)}$$

Despejamos el diámetro  $d$ , de la ecuación (2.3.29), y tenemos el diámetro mínimo del eje,

$$d = \left(\frac{32n}{Sy\pi} \sqrt{M^2 + T^2}\right)^{1/3} \quad \text{Ecuación (2.3.30)}$$

### 2.3.12.- Calculo Del Diámetro De Los Ejes Por Carga Dinámica

Partiendo de la teoría del límite de resistencia a la fatiga se sabe que para el diseño preliminar y de prototipos, así como para algunos análisis de falla, se requiere un método rápido para estimar los límites de resistencia.

Ahora se presentará un método para estimar los límites de resistencia a la fatiga. Observe que las estimaciones que se obtuvieron a partir de las cantidades de datos provenientes de muchas fuentes, probablemente tendrán una amplia dispersión y podrían desviarse de manera significativa de los resultados de ensayos de laboratorio reales acerca de las propiedades mecánicas de muestras obtenidas a través de órdenes de compra con especificaciones estrictas. Como el área de incertidumbre es más grande, debe realizarse una compensación mediante el empleo de factores de diseño más grandes que podrían usarse para el diseño estático.

En el caso de los aceros, se estimará el límite de resistencia como:

$$Se' = \begin{cases} 0.5Sut & Sut \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & Sut > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & Sut > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{Ecuación (2.3.31)}$$

donde ***Sut*** es la resistencia a la tensión mínima. El símbolo de prima en  $Se'$  en esta ecuación se refiere a la propia muestra de viga rotativa.

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Se ha visto que la muestra para el ensayo en máquina rotativa en el laboratorio para determinar los límites de resistencia a la fatiga se prepara con mucho cuidado y se ensaya bajo condiciones muy controladas. No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural iguale los valores que se obtuvieron en el laboratorio.

Algunas diferencias incluyen

- Material: composición, base de falla, variabilidad.
- Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo.
- Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación.
- Diseño: tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, excoiación.

Por lo tanto, la ecuación de *Marin* se escribe:

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f Se' \quad \text{Ecuación (2.3.32)}$$

Donde  $Ka$  = factor de modificación de la condición superficial

$Kb$  = factor de modificación del tamaño

$Kc$  = factor de modificación de la carga

$Kd$  = factor de modificación de la temperatura

$Ke$  = factor de confiabilidad

$Kf$  = factor de modificación de efectos varios

$Se'$  = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$Se$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

Factor de superficie  $ka$ :

$$ka = aS_{ut}^b \quad \text{Ecuación (2.3.33)}$$

$S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión y los valores de  $a$  y  $b$  se encuentran en la tabla No. 11

Factor de tamaño  $k_b$ :

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ecuación (2.3.34)}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual:

$$k_b = 1$$

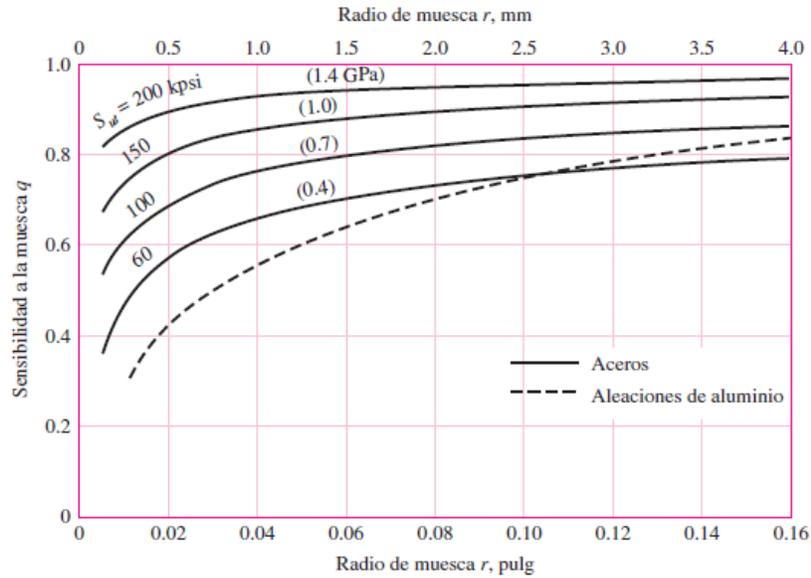
El factor  $K_f$  se llama comúnmente factor de concentración del esfuerzo por fatiga, y a eso se debe el subíndice  $f$ . Entonces, es conveniente pensar en  $K_f$  como un factor de concentración del esfuerzo reducido de  $K_t$  debido a la disminución de la sensibilidad a la muesca. El factor resultante se define mediante la ecuación:

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}}$$

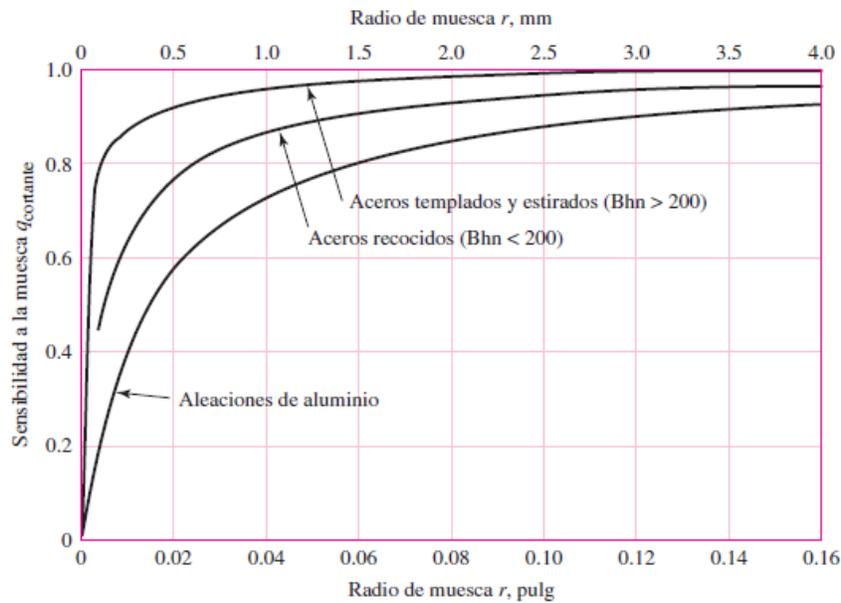
En el trabajo de análisis o diseño, primero encuentre  $K_t$ , a partir de la geometría de la parte. Después, especifique el material, encuentre  $q$ , y despeje para  $K_f$  de la ecuación

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{o} \quad K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(K_{ts} - 1) \quad \text{Ecuación (2.3.35)}$$

En el caso de los aceros y las aleaciones de aluminio 2024, use la figura 18-a para encontrar  $q$  de la carga de flexión y axial. Para la carga cortante, use la figura 18-b. Si emplea estas gráficas es bueno saber que los ensayos reales, de los cuales se obtuvieron estas curvas, presentan una gran dispersión. Debido a esta dispersión, siempre es seguro usar  $K_f = K_t$  cuando existe alguna duda acerca del valor verdadero de  $q$ . También observe que  $q$  no está lejos de la unidad en radios de muesca grandes.



**Ilustración 18. (a)**



**Ilustración 18. (b)**

La sensibilidad a la muesca de los hierros fundidos es muy baja, esto es, fluctúa desde 0 hasta 0.20, dependiendo de la resistencia a la tensión. Para estar del lado conservador, se recomienda que se use el valor  $q = 0.20$  para todos los grados de hierro fundido. La figura 6-20 se basa en la ecuación de *Neuber*, la cual está dada por

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}} \quad \text{Ecuación ( 2.3.36 )}$$

Donde  $\sqrt{a}$  se define como constante de Neuber y es una constante del material. Si se igualan las ecuaciones (2.4.22) y (2.4.23) se obtiene la ecuación de la sensibilidad a la muesca

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ecuación (2.3.37)}$$

Para el cálculo del diámetro mediante carga dinámica se trabaja siguiendo el criterio *ED-ASME elíptica*

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[ 4 \left( \frac{Kf * Ma}{Se} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Ta}{Se} \right)^2 + 4 \left( \frac{Kf * Mm}{Sy} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Tm}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{Kf * Ma}{Se} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Ta}{Se} \right)^2 + 4 \left( \frac{Kf * Mm}{Sy} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Tm}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ecuación (2.3.38)}$$

Donde  $Mm$  y  $Ma$  son los momentos flexionantes medio y alternante,  $Tm$  y  $Ta$  son los pares de torsión medio y alternante, y  $Kf$  y  $Kfs$  son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.

### 2.3.13.- Diseño De Rodamientos

#### Descripción

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

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

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

La fabricación de los cojinetes de bolas o rodamientos es la que ocupa en tecnología un lugar muy especial, dados los procedimientos para conseguir la esfericidad perfecta de la bola. Los mayores fabricantes de ese tipo de rodamientos emplean el vacío para tal fin.

El material es sometido a un tratamiento abrasivo en cámaras de vacío absoluto. El producto final es casi perfecto, también es atribuida la gravedad como efecto adverso.

### **Tipos de rodamientos**

Cada clase de rodamientos muestra propiedades características, que dependen de su diseño y que lo hace más apropiado para una aplicación dada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas así como cargas axiales pequeñas. Tienen baja fricción y pueden ser producidos con gran precisión. Por lo tanto, son preferidos para motores eléctricos de medio y pequeño tamaño. Los rodamientos de rodillos cilíndricos pueden soportar cargas radiales muy pesadas y son oscilantes, lo que les permite asumir flexiones del eje, entre dos rodamientos, que soportan un mismo eje.

Estas propiedades los hacen muy populares para aplicaciones en ingeniería pesada, donde las cargas son fuertes, así como las deformaciones producidas por las cargas, en máquinas grandes es también habitual cierta desalineación entre apoyos de los rodamientos.



***Ilustración 19. Tipos de rodamientos.***

### **Rodamientos rígidos de bolas**

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

### **Rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular**

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

### **Rodamiento de agujas**

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

### **Rodamiento de rodillos cónicos**

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

### **Rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje**

Son apropiados para aplicaciones que deben soportar pesadas cargas axiales. Además, son insensibles a los choques, son fuertes y requieren poco espacio axial. Son rodamientos de una sola dirección y solamente pueden aceptar cargas axiales en una dirección.

Su uso principal es en aplicaciones donde la capacidad de carga de los rodamientos de bolas de empuje es inadecuada. Tienen diversos usos industriales, y su extracción es segura y así de manera rápida y sencilla se pueden usar cualquier tipo y donde sean requeridos los rodamientos.

### **Rodamiento axiales de rodillos o rótula**

El rodamiento axial de rodillos a rótula tiene una hilera de rodillos situados oblicuamente, los cuales, guiados por una pestaña del aro fijo al eje, giran sobre la superficie esférica del aro apoyado en el soporte. En consecuencia, el rodamiento posee una gran capacidad de carga y es de alineación automática. Debido a la especial ejecución de la superficie de apoyo de los rodillos en la pestaña de guía, los rodillos giran separados de la pestaña por una fina capa de aceite. El rodamiento puede, por lo mismo, girar a una gran velocidad, aun soportando elevada carga. Contrariamente a los otros rodamientos axiales, éste puede resistir también cargas radiales.

### **Rodamiento de bolas a rótula**

Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas que apoyan sobre un camino de rodadura esférico en el aro exterior, permitiendo desalineaciones angulares del eje respecto al soporte. Son utilizados en aplicaciones donde pueden producirse desalineaciones considerables, por ejemplo, por efecto de las dilataciones, de flexiones en el eje o por el modo de construcción.

De esta forma, liberan dos grados de libertad correspondientes al giro del aro interior respecto a los dos ejes geométricos perpendiculares al eje del aro exterior.

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

### **Rodamiento de rodillos cilíndricos**

Un rodamiento de rodillos cilíndricos normalmente tiene una hilera de rodillos. Estos rodillos son guiados por pestañas de uno de los aros, mientras que el otro aro puede tener pestañas o no. Según sea la disposición de las pestañas, hay varios tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos:

- Tipo NU: con dos pestañas en el aro exterior y sin pestañas en el aro interior. Sólo admiten cargas radiales, son desmontables y permiten desplazamientos axiales relativos del alojamiento y eje en ambos sentidos.
- Tipo N: con dos pestañas en el aro interior y sin pestañas en el aro exterior. Sus características similares al anterior tipo.

- Tipo NJ: con dos pestañas en el aro exterior y una pestaña en el aro interior. Puede utilizarse para la fijación axial del eje en un sentido.
- Tipo NUP: con dos pestañas integrales en el aro exterior y con una pestaña integral y dos pestañas en el aro interior. Una de las pestañas del aro interior no es integral, es decir, es similar a una arandela para permitir el montaje y el desmontaje. Se utilizan para fijar axialmente un eje en ambos sentidos.

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

### **Rodamiento de rodillo a rotula**

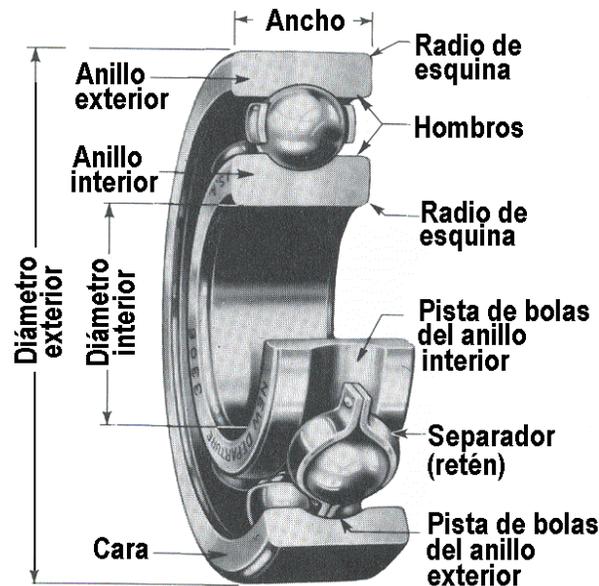
El rodamiento de rodillos a rótula tiene dos hileras de rodillos con camino esférico común en el aro exterior siendo, por lo tanto, de alineación automática. El número y tamaño de sus rodillos le dan una capacidad de carga muy grande. La mayoría de las series puede soportar no solamente fuertes cargas radiales sino también cargas axiales considerables en ambas direcciones. Pueden ser reemplazados por rodamientos de la misma designación que se dará por medio de letras y números según corresponda a la normalización determinada.

### **Rodamiento axial de bolas de simple efecto**

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

### **2.3.14.- 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:



**Ilustración 20. Cojinete de contacto rotatorio.**

Por lo regular, la pista de rodamientos externa es fija y se sostiene mediante la carcasa de la máquina. La pista de rodamientos interna es presionada contra la flecha giratoria y por lo tanto gira junto con ésta. La trayectoria de la carga es a partir de la flecha, hacia la pista de rodamientos interna, hacia las bolas, hacia la pista externa, y, por último, hacia la carcasa. El coeficiente de fricción típico para un cojinete de contacto giratorio está entre 0.001 y 0.005 aproximadamente.

### **2.3.15.- Materiales para cojinetes de contacto rotatorio**

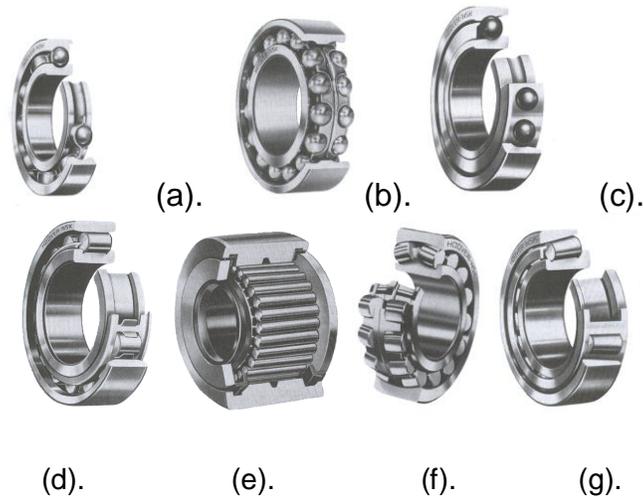
La gran mayoría de los cojinetes de bolas modernos están fabricados de acero AISI 5210 endurecido a un alto grado, ya sea en su masa o superficialmente. Esta aleación de acero al cromo se puede endurecer en su masa hasta HRC 61-65. A menudo los cojinetes de rodillos se fabrican de aleaciones de acero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

### **2.3.16.- 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:



**Ilustración 21. Tipos de cojinetes de elementos rotatorios.**

Figura 21. 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 No. 12 que se encuentra en el anexo

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  $0.15^\circ$ , en tanto que una especificación pobre indica que se necesitan flechas rígidas con menos de  $0.05^\circ$  de desalineación.

### 2.3.17.- 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

$$\frac{L_2}{L_1} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^k \quad \text{Ecuación (2.3.40)}$$

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

### 2.3.18.- 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

$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad \text{Ecuación (2.3.41)}$$

$L_d$  = 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

$$L_d = (h)(rpm)(60 \text{ min/ } h) \quad \text{Ecuación (2.3.42)}$$

### 2.3.19.- 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

$$P_d = B * F_r \quad \text{Ecuación (2.3.43)}$$

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:

$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad \text{Ecuación (2.3.44)}$$

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

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

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

### 2.3.20.- 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

$$P = BXF_r + YF_a \quad \text{Ecuación (2.3.45)}$$

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

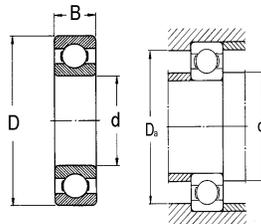
$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad \text{Ecuación (2.3.46)}$$

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  $e$ .

- 5.- Si  $F_a / F_r > e$ , calcule entonces  $X$  y  $Y$  a partir de la tabla No. 7 (anexos).
- 6.- Determinar  $P = BXF_r + YF_a$  ;  $P = P_d$
- 7.- Si  $F_a / F_r \leq e$ , utilizar la expresión  $P = VF_r$  para calcular  $P$  y proceda igual que lo haría para una carga radial simple.
- 8.- Con la  $P_d$  calculada en el paso 6 se calcula nuevamente el valor de  $C$  . Si este valor es menor o igual que el correspondiente al cojinete seleccionado en el paso 2 el diseño queda terminado. En caso contrario debemos repetir los pasos 2, 3, 4, 5, 6,7 y 8 hasta que la  $C$  obtenida sea menor o igual que la del rodamiento seleccionado.



**Ilustración 22. Diagrama de cojinetes.**

### 2.3.21.- Diseño De Cepillos Cilíndricos

Descripción y uso de los cepillos cilíndricos:

- Limpieza de cintas transportadoras (mallas y bandas metálicas, caucho, textiles, polietileno, etc.)
- Aplicación de líquidos sobre productos, moldes, alimentos, bandas, rodillos de imprenta, etc.
- Bruñido de metales
- Desbarbado de piezas mecanizadas
- Desgaste y rozado de telas. Acabado de ropa vaquera (Blue Jeans).
- Limpieza de cribas y filtros, por ejemplo en depuradoras
- Limpieza de moldes de preformados de hormigón
- Encapsuladoras
- Lijado de madera

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

## **2.3.22.- Tipos De Cepillos Cilíndricos**

### **Cepillos cilíndricos**

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

Las principales aplicaciones para este tipo de cepillos son de limpieza y/o lavado de bandas transportadoras, frutas y verduras, lamina en rollo, vidrio, calles de concreto, pisos pintados, lavado de autobuses y camiones, entre otros. Este tipo de cepillos se puede aplicar a trabajos automáticos, semi-automáticos y robóticos.

### **Cepillos Cilíndricos tipo Insertado (Brocha)**

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

Podemos fabricar cepillos cilíndricos con cerdas o filamentos de origen natural como, lechuguilla, palmira, cerda caballar mixta, Ixtle (Fibra Tampico), cerda caballar negra, filamentos sintéticos como, polietileno, nylon abrasivo, poliéster, nylon, polipropileno. Este tipo de cepillos son los óptimos para poder recuperar sus bases y ponerles filamento nuevo y así tener un ahorro significativo ya que el cepillo queda como uno original.

La gran ventaja de estos cepillos es que por lo general se desgasta la parte central del cepillo y por lo tanto únicamente se cambian los cepillos de esa zona reduciendo costos de mantenimiento.

### **Cepillos Cilíndricos tipo Espiral (Gusano)**

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

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



**Ilustración 23. Cepillos de Nylon.**

### **2.3.23.- Selección Del Cepillo**

La elección del cepillo depende en gran medida del tipo de acabado que se desea obtener (fino, basto, etc.), y del tipo de material a cepillar (acero, aluminio, madera, etc.).

Además, en el caso de los cepillos accionados por máquina, es necesario conocer las características de la máquina en la que se va a fijar el cepillo:

- Diámetro máximo permitido
- Velocidad de giro (R.P.M.)
- Características del eje

### **2.3.24.- Tipos De Alambre**

Salientes de púa:

Un saliente de púa largo da como resultado un cepillo flexible, obteniéndose un efecto uniforme, incluso en superficies irregulares. Un menor saliente de púa da como resultado una mayor capacidad de arranque. Alambre Ondulado, Trenzado y Nylon.

Los cepillos ondulados, por su mayor flexibilidad, son apropiados para trabajar sobre superficies irregulares y ofrecen un acabado más regular y fino.

Por su parte, el alambre trenzado o retorcido, confiere al cepillo mayor duración y gran capacidad de arranque, pero un acabado más basto.

Los cepillos de Nylon tienen la flexibilidad del acero ondulado y además ofrece un acabado más fino.

### 2.3.25.- Características Del Nylon

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

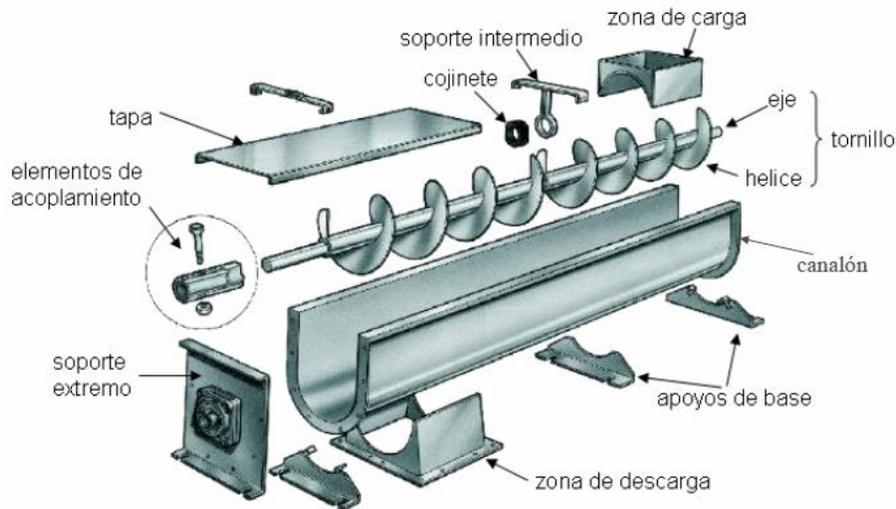
- Cuanto más grueso es el alambre, más basto es el cepillado y mayor el arranque.
- Un alambre fino ofrece un acabado suave.
- Cuanto mayor es el número del grano de nylon, el acabado es más fino.

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

### 2.3.26.- Diseño Transportadores De Tornillo Sinfín

El tornillo sin fin (ver figura 24) 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.



**Ilustración 24. Transportador de tornillo sinfín y sus partes.**

### 2.3.27.- 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 25.a), y se les denomina estándares, se utiliza para todas las aplicaciones comunes de transporte continuo de materiales al granel.

#### **Transportadores de paso cortó**

Los transportadores helicoidales de paso corto son de construcción regular (estándar) excepto que el paso de los helicoidales está reducido a  $2/3$  del diámetro del sin fin (ver figura 25.b). Se recomienda para uso en transportadores inclinados con inclinaciones de  $20^\circ$  o más.

#### **Transportadores de paso medio**

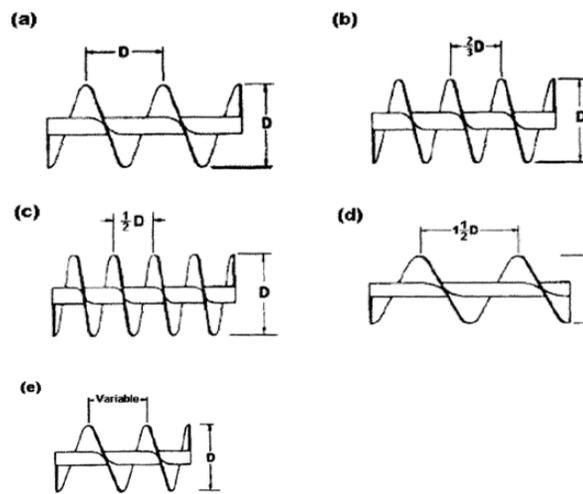
Son similares a los de paso corto excepto que el paso es reducido a  $1/2$  del diámetro del sin fin (ver figura 25.c). Son utilizados en aplicaciones inclinadas, alimentadores y cuando se conduzcan materiales extremadamente fluidos.

## Transportadores de paso largo

En este caso el paso es de  $1 - 1/2$  veces el diámetro (ver figura 25.d), 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 25.e). 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.



**Ilustración 25. Clasificación de los sin fines por el paso.**

- Sin fin de paso estándar
- Sin fin de paso corto
- Sin fin de paso medio
- Sin fin de paso largo
- Sin fin de paso variable

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

## Transportadores de espiras estándares.

Estos transportadores tienen espiras completas y sólidas (ver figura 26.a), y se les denomina estándares, se utilizan para todas las aplicaciones convencionales de transporte continuo de materiales al granel.

### **Transportadores de espiras recortadas.**

En este caso, en el borde exterior de los espirales es recortada una sección a intervalos regulares (ver figura 26.b) . permitiendo una acción adicional de mezcla y agitación en tránsito del material que se transporta. Es útil para transportar materiales que tienden a compactarse y formar terrones , los cuales son destruidos por estos bordes cortantes.

### **Transportadores de espiras recortadas y dobladas.**

Similar al caso anterior, con la diferencia de que las secciones recortadas no son extraídas de los espirales, sino que son dobladas a 90 grados hacia el lado de giro del transportador (ver figura 26.c). obteniendo un efecto así de retardo de flujo y mezcla en tránsito del material transportado, es útil para el calentamiento, enfriamiento o aireación de sustancias ligeras.

### **Transportadores de cinta.**

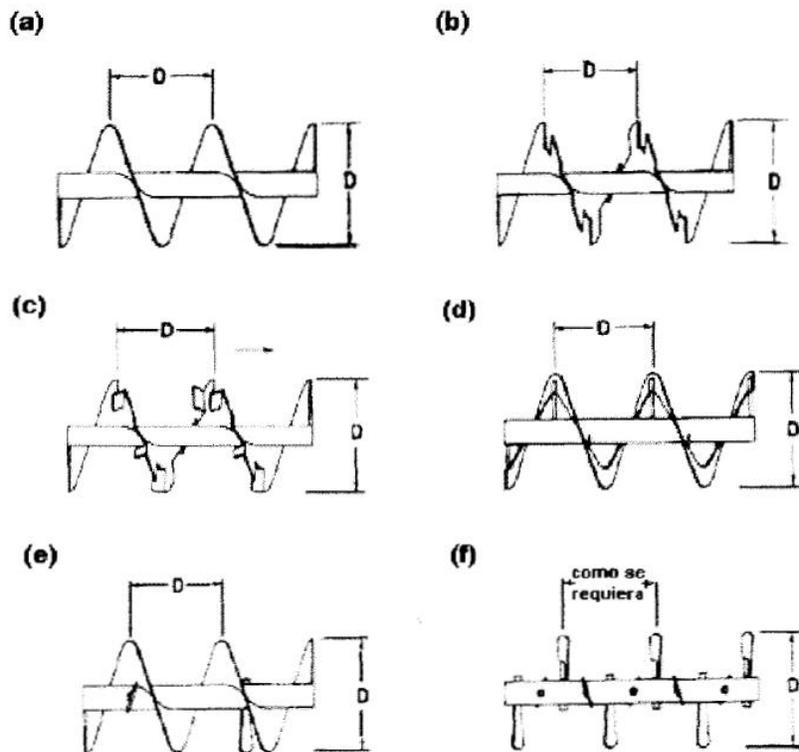
Los transportadores de cinta (ver figura 26.d), son excelentes para transportar materiales pegajosos y viscosos. El espacio bierto entre el borde interior del espiral y el tubo, evita la acumulación del material conducido.

### **Transportadores de espiras con paletas.**

Son transportadores helicoidales estándar pero llevan paletas ajustables unidas al tubo y distribuidas siguiendo una trayectoria helicoidal opuesta a la del sinfín a lo largo del tubo del sin fin (ver figura 25.e). Lo que proporciona al material transportado una suave y completa mezcla.

### **Transportador de paletas.**

Son transportadores que solo están formados de paletas ajustables unidas al tubo y distribuidas siguiendo una trayectoria helicoidal, cuyo paso es como se requiera (ver figura 26.f). Permiten dar una completa acción de mezcla y un flujo controlado a materiales granulares y finos.

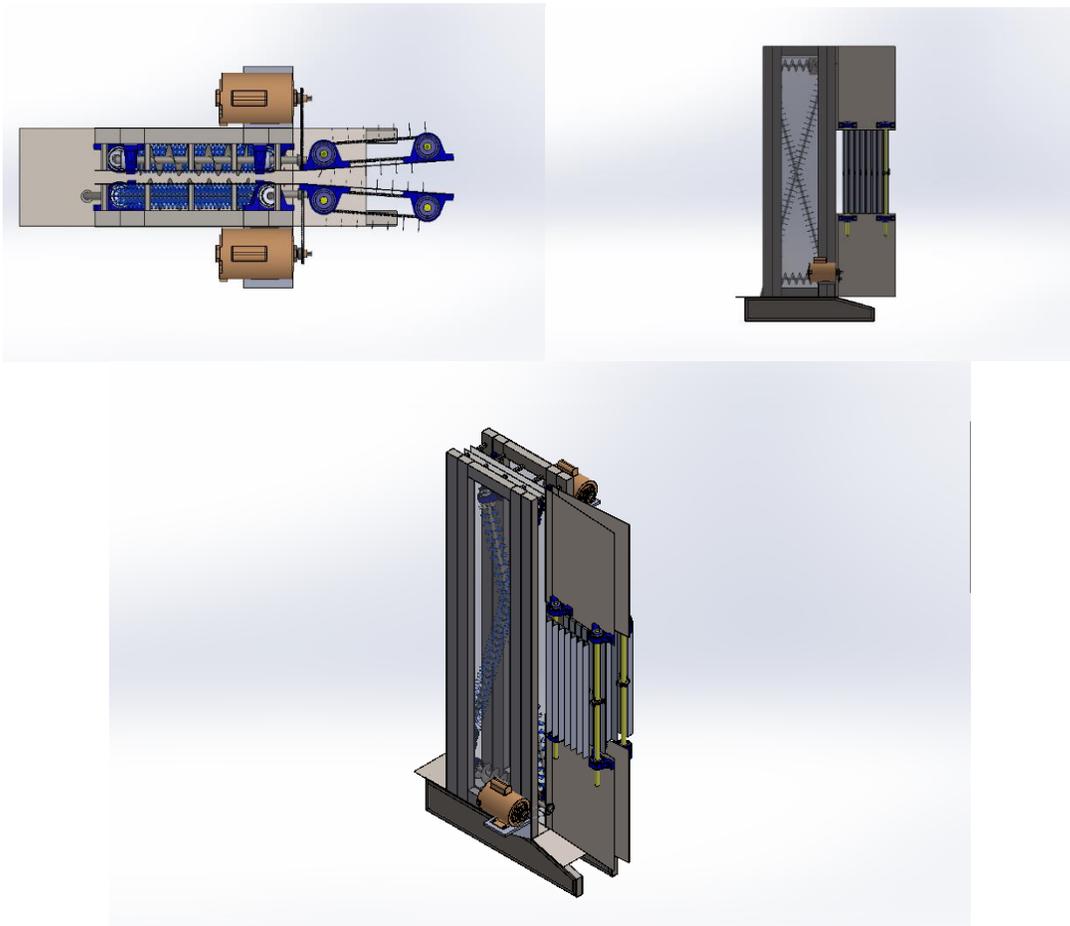


**Ilustración 26. Clasificación De Los Sinfines De Acuerdo Al Tipo De Helicoide.**

- 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

## CAPITULO 3. MEMORIA DE CÁLCULO

### 3.1 DISEÑO PROPUESTO



*Ilustración 27. Diseño propuesto.*

### 3.2. OBJETO Y DESCRIPCIÓN

En este apartado se van a recoger todas las características del tornillo sinfín transportador y el cálculo de todos los componentes que requiere para su funcionamiento dicha máquina. El transportador sinfín se encarga del transporte y elevación de la caña desde la parte inferior del corte hasta su paso por los cepillos, para el siguiente sistema o proceso.

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

### 3.3 SELECCIÓN DE CADENA Y CATARINA

#### Velocidad Requerida

Como primer objetivo es necesario conocer la velocidad promedio aproximada que requiere el subsistema para procesar el flujo másico.

$$\dot{m}_r = \left[ \frac{75 \text{ ton}}{\text{hr}} \right] \left[ \frac{1000 \text{ Kg}}{1 \text{ ton}} \right] = 75,000 \text{ Kg/hr}$$

El flujo másico obtenido es el real, el cual el implemento debe de desarrollar durante su funcionamiento, sin embargo para cuestiones técnicas de ingeniería se dice que los diseños mecánicos que se hacen se deben diseñar por encima de los valores reales que uno tiene, es decir, se debe agregar un factor de seguridad para garantizar que el diseño realice sin ningún problema las eficiencias reales que se necesitan satisfacer.

*Tenemos el flujo real:*

$$\dot{m}_r = 75,000 \text{ Kg/hr. El 15 \% de este flujo es: } 11250 \text{ Kg/ hr}$$

*Por tanto el flujo de diseño es el siguiente:*

$$\dot{m}_d = 75000 + 11250 = 86,250 \text{ Kg/hr}$$

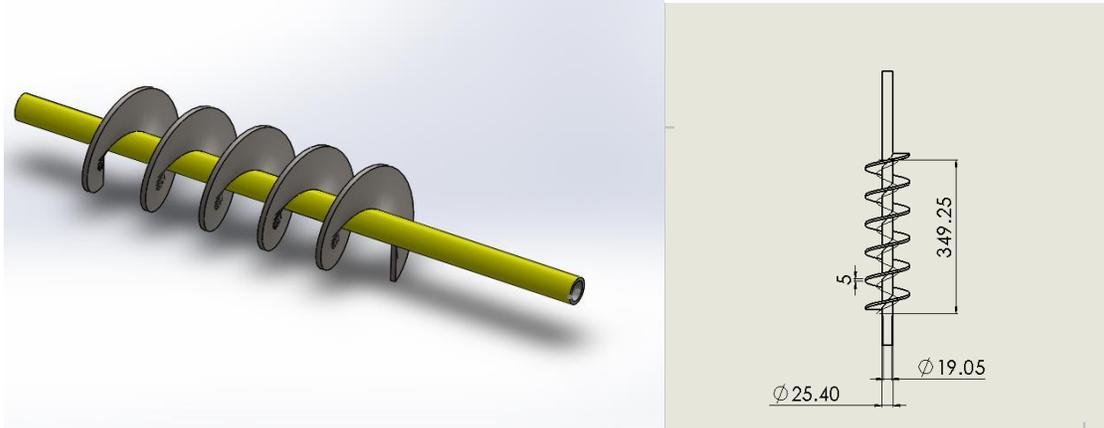
Para determinar la velocidad requerida de manera empírica se estudia el transportador sin fin propuesto, sabemos que una revolución por minuto es una unidad de frecuencia que se usa también para expresar velocidad angular. En este contexto, se indica el número de rotaciones completadas cada minuto por un cuerpo que gira alrededor de un eje, partiendo del flujo másico propuesto calculamos la cantidad de cañas a procesar en un minuto.

$$86,250 \left( \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right) * \left( \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} \right) = 1437.5 \text{ kg/min}$$

Una caña al tener 2 metros de longitud en promedio, según los datos esta va a pesar 2 kg. Entonces necesitamos tener 720 varas de caña y así poder cubrir los 1,438 kg de caña en un minuto.

Observando el transportador sin fin, con las nuevas dimensiones, con un paso propuesto tenemos que

$$1 \text{ vuelta del sin fin} = 1 \text{ carga} / 1 \text{ descarga}$$



**Ilustración 28. Transportador Sin Fin Propuesto.**

En base a lo anterior decimos que necesitamos de 720 a 750 vueltas en un minuto para cumplir con los 1,438 kg de caña en un minuto, por la tanto la velocidad aproximada será de

$$v \approx 750 \text{ RPM}$$

Calculo de Potencia

Partiendo de la primicia que el total de cañas, dada por la geometría del transportador, sería la carga a transmitir mediante la cadena, retomando el estudio anterior de diseño, se tomara como referencia una cadena número 25 con un paso de 1/4" pulgada (0.00635m).

Partiendo de la siguiente ecuación para la potencia en CV

$$N = \frac{m * V}{75}$$

Donde  $m$  es la cantidad de masa a desplazar y  $v$  la velocidad lineal del subsistema, esta se debe determinar de acuerdo a la ecuación del movimiento circular uniforme (MCU),

$$V = \omega * r$$

Conversión de RPM a rad/s

$$\omega = 750 \text{ rpm} * \frac{2\pi}{60s} \rightarrow \omega = 78.54 \text{ rad/s}$$

Radio del Eje

$$r = 0.025 \text{ m, se propone el radio del prediseño}$$

Sustituyendo en la ecuación del MCU, se obtiene

$$V = (78.54 \text{ rad/s}) * (0.025 \text{ m}) \rightarrow V = 1.963 \text{ m/s}$$

la potencia en CV para el subsistema se determina a continuación

$$N = \frac{(10 \text{ kg}) * (1.963 \text{ m/s})}{75} \rightarrow N = 0.2617 \text{ CV}$$

en HP

$$H_{nom} = (0.2617 \text{ CV}) * \left(\frac{0.986 \text{ Hp}}{1 \text{ CV}}\right) \rightarrow H_{nom} = 0.2580 \text{ Hp}$$

Potencia de Tabla ( $H_{tab}$ ), (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley 9ª Edición), sabemos que

$$H_{tab} = \frac{n_d * K_s * H_{nom}}{k_1 * k_2}$$

donde

$H_{tab}$ = Potencia de tabla

$n_d$ = Factor de diseño

$k_1$ = Factores de corrección de dientes

$k_2$ = Número de torones

$H_{nom}$ = Potencia nominal

Se considera un factor  $K_1 = 1$ , un numero de torones de acuerdo a la tabla No. 6 de  $K_2 = 1$ , un factor de diseño  $n_d = 1.5$ , sustituyendo en la ecuación los valores

$$H_{tab} = \frac{(1.5) * (1.3) * (0.2580 \text{ Hp})}{(1) * (1)} \rightarrow H_{tab} = 0.5031 \text{ Hp} \approx 0.56 \text{ Hp}$$

De la tabla 5, de acuerdo a la potencia obtenida  $H_{tab}$  y las rpm necesarias se toma la cadena número 25 con paso de ¼ pulgada.

Para una operación suave a velocidades tanto moderada como alta, se considera buena práctica emplear una Catarina impulsora con al menos 17 dientes; por supuesto que 19 o 21 proporcionarán una mejor esperanza de vida con menor ruido de la cadena. Donde las limitaciones de espacio son grandes o para velocidades muy bajas, se emplean números menores de dientes, pero se sacrifica la esperanza de vida de la cadena. Las catarinas no se hacen en tamaños estándar con más de 120 dientes, porque la elongación del paso a la larga causará que la cadena “cabalque”, mucho antes de que la cadena se desgaste. (Diseño en Ingeniería mecánica, Shigley, 9ª Edición).

Se elige el valor más grande de acuerdo a las condiciones del proyecto, y como la mayoría de las aplicaciones tienen un número par de eslabones se debe elegir un número impar de dientes, los valores recomendados son:

Número de dientes recomendado	17	19	21	23	25
-------------------------------	----	----	----	----	----

se tomara el valor más grande, N = 25 dientes.

La potencia nominal que se puede transmitir por tramo, limitada por la fatiga de las placas del eslabón y por la vida al impacto del rodillo y el casquillo para una vida de la cadena de aproximadamente 15,000 horas, se determina mediante la ecuación 2.3.6.

$$h_{ps} = K_s N_s^{1.08} n^{0.9} P^{(3-0.07p)} \quad \text{Ecuacion (2.3.6)}$$

Donde  $K_s = 0.004$  para cualquier otra cadena (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley 9ª Edición)

$$h_{ps} = (0.004)(25)_s^{1.08}(750)^{0.9} \left(\frac{1}{4}\right)^{(3-0.07*(1/4))}$$

$$h_{ps} = 1 \text{ Hp}$$

De la tabla 2.3.7 B tenemos una  $K_2 = 1$ , y de la tabla 2.3.7 A una  $K_a = 1.7$

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

$$H_{real} = \frac{(1)1 \text{ hp}}{1.7}$$

$$H_{real} = 0.588 \text{ hp}$$

Para el diámetro de la Catarina tenemos de la ecuación 2.3.2

$$D = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{N_1}\right)} \quad \text{Ecuación (2.3.2)}$$

Donde

$D$ =Diámetro Primitivo

$P$ =Paso de la Cadena (pulg)

$$D = \frac{0.25}{\text{sen}\left(\frac{180}{25}\right)} \rightarrow D = 2 \text{ pulgadas}(5.08 \text{ cm})$$

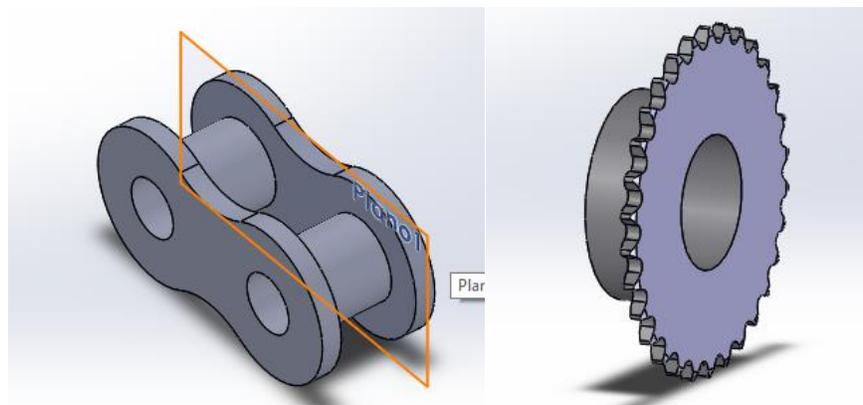
De tablas comerciales obtenemos

$$D_{\text{exterior}} = 2.129 \text{ pulgadas} (5.407 \text{ cm})$$

$$D_{\text{paso}} = 2 \text{ pulgadas} (5.08 \text{ cm})$$

### 3.4 DATOS TÉCNICOS DE LA CADENA Y CATARINA

Datos técnicos de la Catarina	
Peso	0.173 kg
Paso	1/4 pulgada
Diámetro	6.423 cm
Datos técnicos de la cadena (cadena estándar ANSI)	
Longitud	m
Paso	1/4 pulgada
Diámetro máximo de los rodillos	5/16 pulgada
Anchura	5/16 pulgada
Resistencia promedio al esfuerzo de tracción	1034 lb



**Ilustración 29. Eslabón de Cadena y Catarina Impulsora.**

### 3.5 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL EJE TRANSPORTADOR

Es necesario primero conocer la velocidad de giro requerida, con el uso de las mismas deducciones de las transmisiones de engrane y de correa, la razón de velocidad de la ecuación 2.3.13 es (Maquinas y Mecanismos, David Myszka 4ª Edición):

$$VR = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{Ecuacion (2.3.13)}$$

De la ecuación 2.3.15 tenemos

$$N_2 = \frac{N_1 * d_1}{d_2} \quad \text{Ecuacion (2.3.15)}$$

Se conocen N1 (RPM) del motor o del mecanismo impulsor, d1 y d2 diámetros de las poleas o engranajes, se despeja N2 que será las RPM del eje.

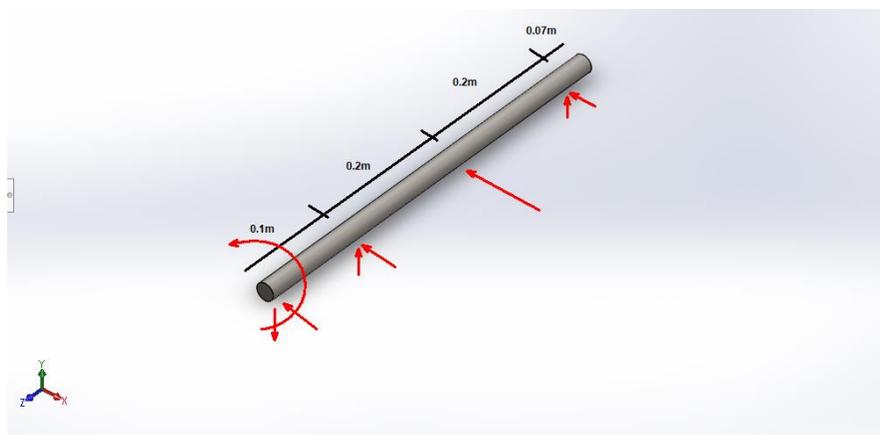
Con los datos obtenidos anteriormente sustituyendo en la ecuación 2.3.15 decimos que la velocidad de giro es

$$N_2 = \frac{(750 \text{ rpm}) * (2.129 \text{ pulg})}{(2.129 \text{ pulg})} \rightarrow N_2 = 750 \text{ rpm}$$

La potencia transmitida por el eje será la obtenida en el cálculo de selección de la cadena que fue de **0.588 Hp**.

#### 3.5.1 Calculo de Reacciones

Para las fuerzas que ejercen los elementos de Maquinas sobre el eje es necesario construir un diagrama de cuerpo libre para ubicarlos y posteriormente calcular sus reacciones en el eje.



**Ilustración 30. Diagrama De Cuerpo Libre Del Eje Transportador.**

La fuerza que ejerce la caña en el eje transportador estará dado por el peso específico y el volumen de la caña, donde el volumen de la caña se determina mediante

$$v = \left( \frac{\pi * D_{caña}}{4} \right) * (L_{caña}) \rightarrow v = 0.005655 m^3$$

Peso específico de la caña

$$\gamma = 10,388 N/m^3$$

Sustituyendo valores en la siguiente ecuación

$$F = \gamma * v \rightarrow F = (10,388 N/m^3) * (0.005655 m^3) \rightarrow F = 58.744 N$$

Tomando en cuenta que el transportador estará en contacto con 5 cañas tenemos que

$$F = (58.744 N) * (5 cañas) \rightarrow F = 293.721 N$$

Para las fuerzas que ejercen los elementos de la catarina, se determinan con las siguientes ecuaciones, para la fuerza que ejerce la cadena tenemos (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 9ª Edición) ecuación 2.3.3

$$F_c = \frac{33000 * H}{V} \quad \text{Ecuación (2.3.3)}$$

Donde

$F_c$ = Fuerza de la cadena

$H$ = Potencia en  $Hp$

$V$ = Velocidad en  $ft/min$

$$F_c = \frac{33000 * (0.588 Hp)}{(386.417 ft/min)} \rightarrow F_c = 50.215 lb (223.367 N)$$

Para calcular el torsor que ejerce la catarina se tiene de la ecuación 2.3.19 (Diseño de Elementos de Maquina, Robert Mott, 4ª Edición)

$$F_c = \frac{T}{D/2} \quad \text{Ecuación (2.3.19)}$$

$D$ = Diámetro de paso de la catarina

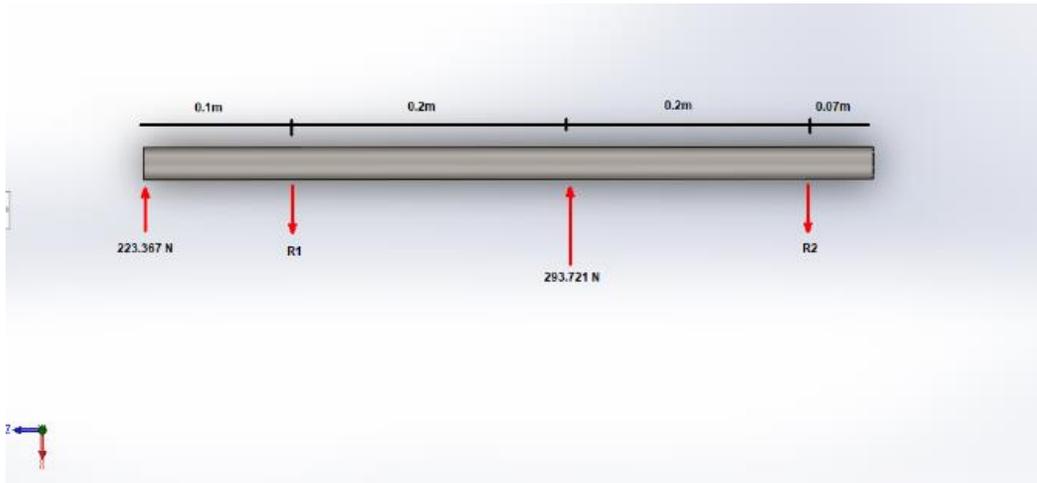
$F_c$ = Fuerza de que ejerce la cadena

Despejando a  $T$  de la ecuación 2.3.19

$$T = F_c * r \rightarrow T = (223.367 \text{ N}) * (0.0254 \text{ m})$$

$$T = 5.673 \text{ N} * \text{m}$$

Construimos un segundo diagrama en el plano ZX para determinar las reacciones que actúan en dicho plano.



**Ilustración 31. Diagrama De Cuerpo Libre Plano ZX**

De la estática, hacemos sumatoria de momentos para determinar el equilibrio y encontrar cada una de las reacciones

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$(-223.367 \text{ N}) * (0.1\text{m}) + (293.721 \text{ N}) * (0.2 \text{ m}) - (R2) * (0.4\text{m}) = 0$$

resolviendo

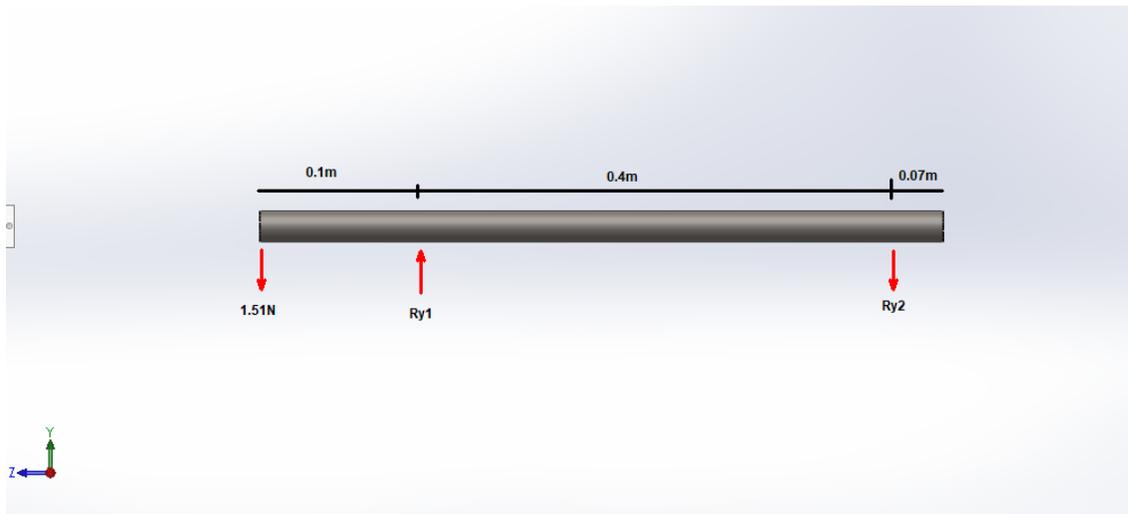
$$36.408 \text{ N} * \text{m} - (R2) * (0.4\text{m}) = 0 \rightarrow R2 = \frac{36.408 \text{ N} * \text{m}}{0.4 \text{ m}} \rightarrow R2 = 91.02 \text{ N}$$

Para R1

$$\sum F_x = 0$$

$$223.367 \text{ N} - R1 + 293.721 - 91.02 \text{ N} = 0 \rightarrow R1 = 426.068 \text{ N}$$

Para la Sección ZY, partiendo nuevamente de la estática



**Ilustración 32. Diagrama De Cuerpo Libre Plano ZY.**

$$\sum M_{Ry1} = 0$$

$$(1.51) * (0.1m) - (Ry2) * (0.4m) = 0 \rightarrow (0.151 N * m) - (Ry2) * (0.4m) = 0$$

Despejando y resolviendo

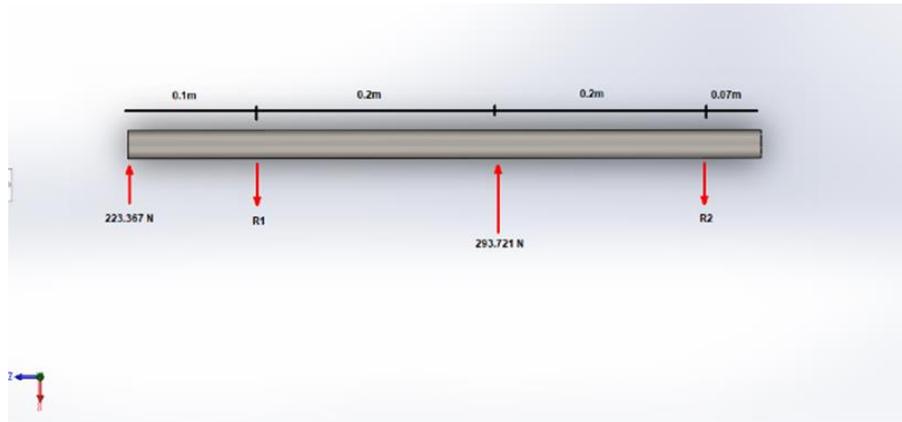
$$Ry2 = \frac{0.151 N * m}{0.4m} \rightarrow Ry2 = 0.3775 N$$

Para Ry1

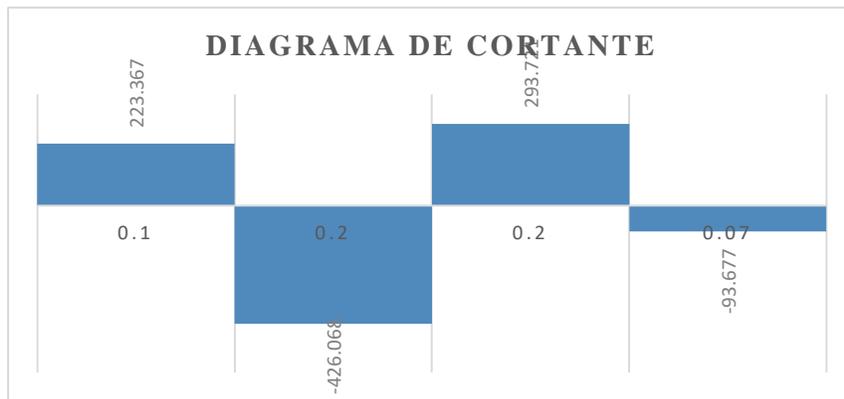
$$\sum F_y = 0$$

$$(-1.51 N) + (Ry1) - 0.3775 N = 0 \rightarrow Ry1 = 1.887 N$$

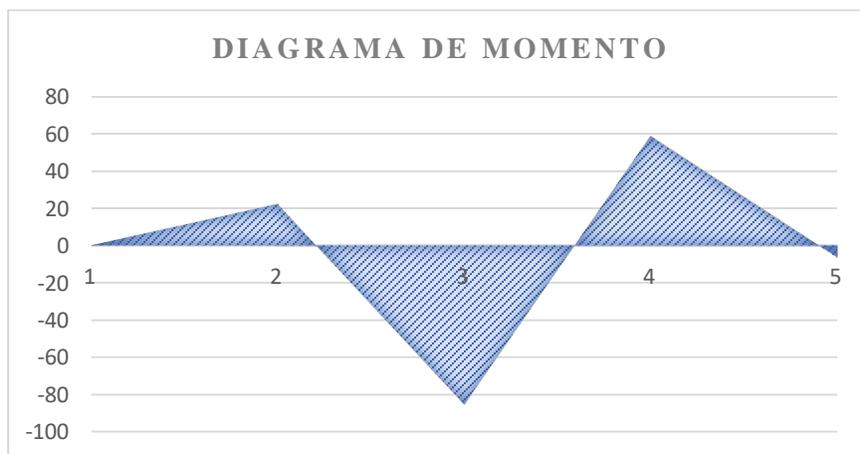
Diagrama de cortantes y momentos en el plano ZX.



**Ilustración 33. Plano ZX.**

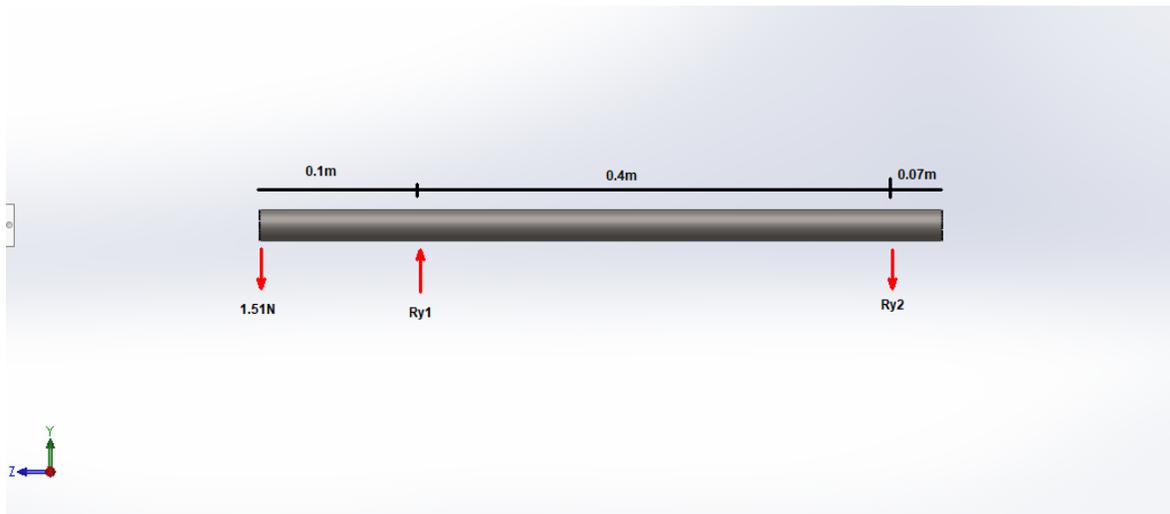


**Ilustración 34. Diagrama De Cortante Plano ZX.**

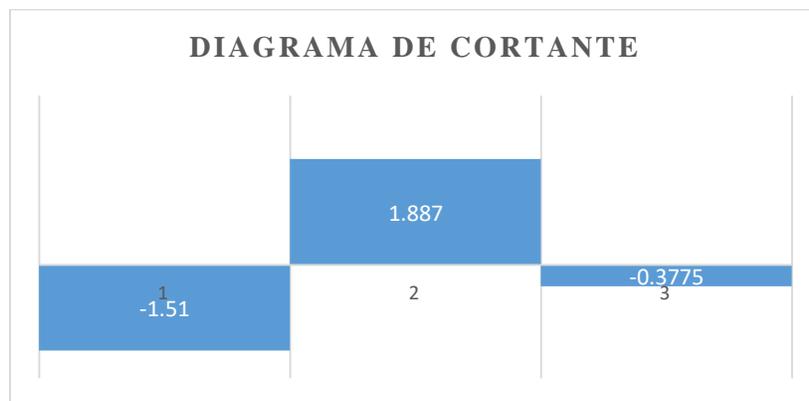


**Ilustración 35. Diagrama De Momento ZX.**

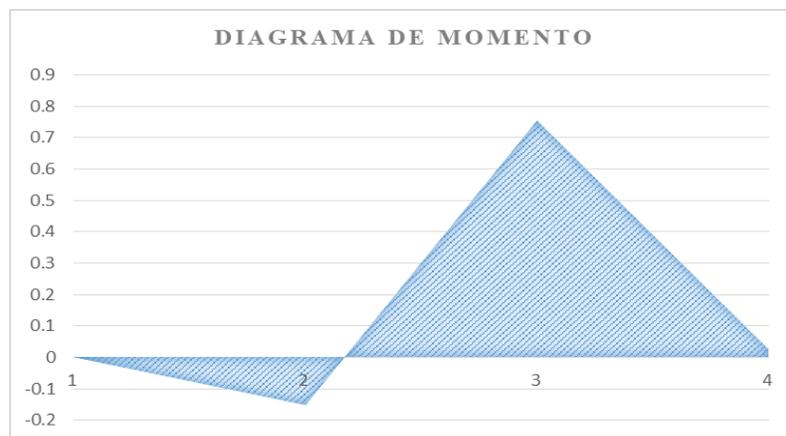
Diagrama de cortantes y momentos en el plano ZY



**Ilustración 36. Plano ZY.**



**Ilustración 37. Diagrama De Cortante.**



**Ilustración 38. Diagrama De Momento.**

De acuerdo a los diagramas elaborados se determina que en ambos planos el cortante y momento máximo se dan en la parte más larga del eje, donde este llega a medir 0.4m.

En el primer plano ZX, los resultados fueron los siguientes

$$M_{max} = 85.2136 N * m$$

$$V_{max} = 426.068 N$$

En el segundo plano ZY

$$M_{max} = 0.754 N * m$$

$$V_{max} = 1.887 N$$

Con los datos obtenidos, empezaremos a determinar el diámetro mínimo requerido del eje por carga estática y posteriormente por carga dinámica.

### 3.5.2 Calculo del diámetro por carga estática

Usando la teoría del esfuerzo cortante máximo, que estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir (Diseño de Ingeniería mecánica, Shigley, 9ª Edición).

Por lo tanto, para un estado general de esfuerzo, la hipótesis del esfuerzo cortante máximo produce la fluencia cuando (Diseño de Ingeniería mecánica, Shigley, 9ª Edición):

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad o \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y \quad \text{Ecuación (2.3.25)}$$

Para propósitos de diseño, la ecuación (2.3.25) puede modificarse para incorporar un factor de seguridad,  $n$ . Por lo tanto:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{2n} \quad o \quad \sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ecuación (2.3.26)}$$

Por lo tanto sustituyendo la ecuación (2.3.26) en la ecuación (2.3.27) tenemos que:

$$\frac{S_y}{2n} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \text{Ecuación (2.3.27)}$$

Sabemos que:

$$\sigma = \frac{M d/2}{\pi d^4/64} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad y \quad \tau = \frac{T d/2}{\pi d^4/32} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación (2.3.28)}$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.3.28) volvemos a obtener,

$$\frac{S_y}{2n} = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} \quad \text{Ecuación (2.3.29)}$$

Despejamos el diámetro  $d$ , de la ecuación (2.3.29), y tenemos el diámetro mínimo del eje,

$$d = \left(\frac{32n}{S_y\pi} \sqrt{M^2 + T^2}\right)^{1/3} \quad \text{Ecuación (2.3.30)}$$

Donde

$n$ = factor de seguridad

$S_y$ = resistencia a la fatiga

$T$ = torsión

$M$ = momento flexionante máximo

Para el diseño de ejes, lo más común son los aceros al carbón simple o aleados, con contenido medio de carbón, como los AISI 1040, 4140, 4340, 4640, 5150, 6150 y 8650. (Robert L. Mott, 4ª edición)

Se propondrá un acero AISI 4140, con un  $S_y = 417 \text{ MPa}$  y un factor de seguridad de 2.

Sustituyendo valores en la ecuación (2.3.30) tenemos

$$M_{\text{maximo}} = 85.2136 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T = 5.673 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$d = \left(\frac{32 * 2}{(417 \text{ MPa}) * \pi} * \sqrt{(85.2136 \text{ N} * \text{m})^2 + (5.673 \text{ N} * \text{m})^2}\right)^{1/3} \quad \text{Ecuación (2.3.30)}$$

$$d = 0.0160 \text{ m} (1.6098 \text{ cm}) \rightarrow d \approx 3/4 \text{ pulg}$$

Este es el primer diámetro propuesto a emplear para el diseño del eje. Teniendo el diámetro tenemos las dimensiones del eje del transportador, por lo que para aminorar el efecto de deflexión se redimensiona el área del eje, haciendo un nuevo eje hueco. Por lo que:

$$A = \pi r^2$$

$$A = \pi(3/8 \text{ pul})^2$$

$$A = 0.441 \text{ pul}^2$$

Tomando un diámetro mayor de 1 pul ( $d_2$ ) para determinar el área de la parte hueca del eje

$$A_a = A_b$$

$$\therefore 0.441 \text{ pulgada}^2 = \pi((0.5\text{pul})^2 - C_1^2)$$

$$0.441\text{pul}^2 = 0.7853 \text{ pul}^2 - \pi * C_1^2$$

Despejando la ecuación se tiene

$$\pi * C_1^2 = 0.7853 \text{ pul}^2 - 0.441\text{pul}^2$$

El valor de  $C_1$  será

$$C_1^2 = \frac{0.3436 \text{ pul}^2}{\pi} \rightarrow C_1 = \sqrt{0.109371 \text{ pul}^2}$$

$$C_1 = 0.3307 \text{ pul}$$

$$\therefore D_2 = 1 \text{ pul}$$

$$\therefore D_1 = 0.6614 \text{ pul} \approx \frac{3}{4} \text{ pul}$$

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

### 3.5.3 Calculo del diámetro por carga dinámica

Para el cálculo del diámetro mediante carga dinámica se trabaja siguiendo el criterio *ED-ASME elíptica*, ya que se usa para cargas simples fluctuantes, incorpora cargas fluctuantes generales, utiliza un criterio para relacionar el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante (Goodman modificado, Gerber, ASME-elíptica o Soderberg) (Diseño en ingeniería mecánica, Shigley, 9ª Edición).

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[ 4 \left( \frac{Kf * Ma}{Se} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Ta}{Se} \right)^2 + 4 \left( \frac{Kf * Mm}{Sy} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Tm}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{Kf * Ma}{Se} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Ta}{Se} \right)^2 + 4 \left( \frac{Kf * Mm}{Sy} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Tm}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ecuación (2.3.38)}$$

Donde  $Mm$  y  $Ma$  son los momentos flexionantes medio y alternante,  $Tm$  y  $Ta$  son los pares de torsión medio y alternante, y  $Kf$  y  $Kfs$  son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.

Debido a la rotación, la flexión se invierte por completo, mientras que la torsión es constante. Por lo tanto de los diagramas anteriores tenemos  $M_a = 85.2136 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,  $T_m = 5.673 \text{ N} \cdot \text{m}$  y  $M_m = T_a = 0$ . El material propuesto será AISI 4140,  $S_{ut}=655 \text{ MPa}$ ,  $S_y = 417 \text{ MPa}$ .

Determinando las demás variables

Factor de superficie  $k_a$ :

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ecuación (2.3.33)}$$

$S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión y los valores de  $a$  y  $b$  se encuentran en la tabla

No. 12.

$$k_a = (4.51 \text{ MPa})(655 \text{ MPa})^{-0.256} \rightarrow K_a = 0.8088$$

Factor de tamaño  $k_b$ , ecuación (2.3.34):

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \rightarrow K_b = \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.8791$$

En el caso de los aceros, se estimará el límite de resistencia como:

$$S_e' = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{Ecuación (2.3.31)}$$

Por lo tanto

$$S_e' = 0.5S_{ut} \rightarrow S_e' = (0.5) * (655 \text{ MPa})$$

$$S_e' = 327.5 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, la ecuación de *Marin* se escribe:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad \text{Ecuación (2.3.32)}$$

Sustituyendo los valores, tenemos

$$S_e = (0.8088) * (0.8791) * (327.5 \text{ MPa}) \rightarrow S_e = 232.858 \text{ MPa}$$

El factor  $K_f$  se llama comúnmente factor de concentración del esfuerzo por fatiga, y a eso se debe el subíndice  $f$ .

$$K_f = 1 + q(Kt - 1) \quad \text{o} \quad K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(Kts - 1) \quad \text{Ecuación (2.3.35)}$$

Usando la figura 18 (a) encontramos  $q$  de la carga de flexión y axial, y para la carga cortante, usamos la figura 18 (b). De tal forma que

$$q = 0.73 \text{ (Figura 6 - 20)}$$

$$q_s = 0.71 \text{ (Figura 6 - 21)}$$

De la Tabla No.14, encontramos el valor de  $Kt$

$$k_t = 2.7$$

Sustituyendo en la ecuación (2.3.35), para la carga de flexión

$$K_f = 1 + (0.73)(2.7 - 1) \rightarrow k_f = 2.241 \quad \text{Ecuación (2.3.35)}$$

Para la carga cortante

$$K_{fs} = 1 + (0.71)(2.7 - 1) \rightarrow k_{fs} = 2.207$$

Sustituyendo en la ecuación (2.3.38), criterio *ED-ASME elíptica* para obtener el diámetro mínimo requerido

$$d = \left\{ \frac{16 * (2)}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{(2.241) * (85.2136 \text{ N} * \text{m})}{232.858 \text{ MPa}} \right)^2 + 3 \left( \frac{(2.207) * 0}{232.858 \text{ MPa}} \right)^2 + 4 \left( \frac{(2.241) * 0}{417 \text{ MPa}} \right)^2 + 3 \left( \frac{(2.207) * (5.673 \text{ N} * \text{m})}{417 \text{ MPa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Resolviendo

$$d = 0.02556 \text{ m (2.556 cm)} \rightarrow d \approx 1 \text{ pulgada}$$

En conclusión este es el diámetro propuesto a emplear para el diseño del eje.

### 3.5.4. Datos técnicos del transportador sinfín

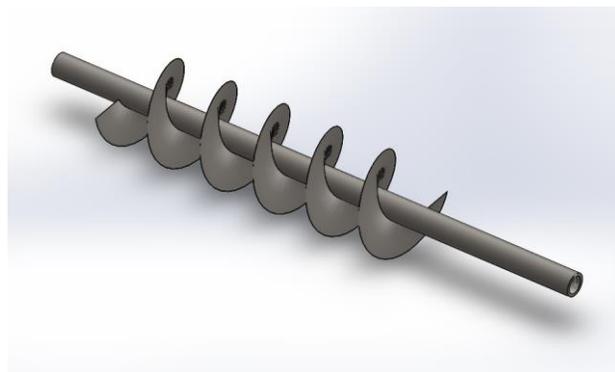
Con los datos obtenidos podemos especificar en una tabla las dimensiones del tornillo y sus componentes.

#### DATOS TÉCNICOS DEL TRANSPORTADOR SINFÍN

Material a transportar	Caña de azúcar en estado verde
Categoría	Agroindustrial
Peso específico	7850 kilogramo por metro cúbico
Factor del material	4
Tipo de paso	Paso variable
Capacidad requerida	44.0925 lb/h
Capacidad real	44.0925 lb/h
Tipo de carga	Uniforme
Tipo de trabajo	Continuo
Paso del sinfín	2 1/4 pulgadas
Diámetro del sinfín	4 1/4 pulgadas
Velocidad requerida	750 rpm
Potencia para mover el material (mov. horizontal)	0.32305 hp
Potencia requerida	0.588 hp
Potencia del motor seleccionado	1 hp
Longitud	15.748 pulgadas.

#### DATOS DEL TRANSPORTADOR SINFÍN

Tipo de volado	Estándar
Código del sinfín	112S616
Material del sinfín	ASTM A36
Espesor interior del volado	1/4 calibre
Espesor exterior del volado	1/4 calibre
Especificación del tubo	Cedula 40
Diámetro interior del tubo	3/4 pulgadas
Diámetro exterior del tubo	1 pulgadas
Longitud de tramo estándar	118 pulgadas
N° de tramos	0
Longitud de tramo inicial	22.44 pulgadas
Longitud del tramo final	0
Longitud total del sinfín	22.44 pulgadas
Peso total del sinfín	27676.99 gramos



**Ilustración 39. Transportador Sin Fin.**

### 3.6 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL EJE DEL CEPILLO DESHOJADOR

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

*Velocidad de giro*

Para la velocidad del cepillado partiremos de la ecuación de cinemática

$$v = v_0 + at$$

Partiendo desde el reposo tenemos,  $v_0=0$

$$v = at$$

Sabemos que

$$F = m * a \rightarrow a = \frac{F}{m}$$

Sabemos por cálculo experimental que la fuerza del cepillado es  $F = 29.5 N$ , para determinar la masa, tomaremos en cuenta el material para el cepillo, en nuestro caso, nylon

$$\rho_{nylon} = 1.14 \text{ gr/cm}^3$$

Volumen del cepillo

$$V = h\pi r^2 \rightarrow V = (165\text{cm}) * (\pi) * (5\text{cm})^2$$

$$V = 12959.1 \text{ cm}^3$$

Para obtener la masa despejamos la ecuación de densidad

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho * V$$

$$m = (1.14 \text{ gr/cm}^3) * (12959.1 \text{ cm}^3) \rightarrow m = 14.773 \text{ kg}$$

Sustituyendo en la ecuación

$$a = \frac{F}{m} \rightarrow a = \frac{29.5 \text{ N}}{14.773 \text{ kg}}$$

$$a = 2 \text{ m/s}^2$$

Usando la ecuación de la cinemática

$$v = at \rightarrow v = (2 \text{ m/s}^2) * (1 \text{ s})$$

$$v = 2 \text{ m/s}$$

Para determinar la velocidad en rpm, se parte de la ecuación del movimiento circular uniforme (MCU),

$$V = \omega * r \rightarrow \omega = \frac{V}{r}$$

$$\omega = \frac{(2 \text{ m/s})}{(0.05 \text{ m})} \rightarrow \omega = 40 \text{ rad/s}$$

Por lo tanto convirtiendo de radianes a rpm, tenemos la velocidad de giro requerida para el cepillo

$$\omega = \frac{(40 \text{ rad/s}) * (60 \text{ s})}{2} \rightarrow \omega = 1200 \text{ rpm}$$

Para la potencia requerida, partimos de la siguiente ecuación para la potencia en CV

$$N = \frac{m * V}{75}$$

Sustituyendo valores

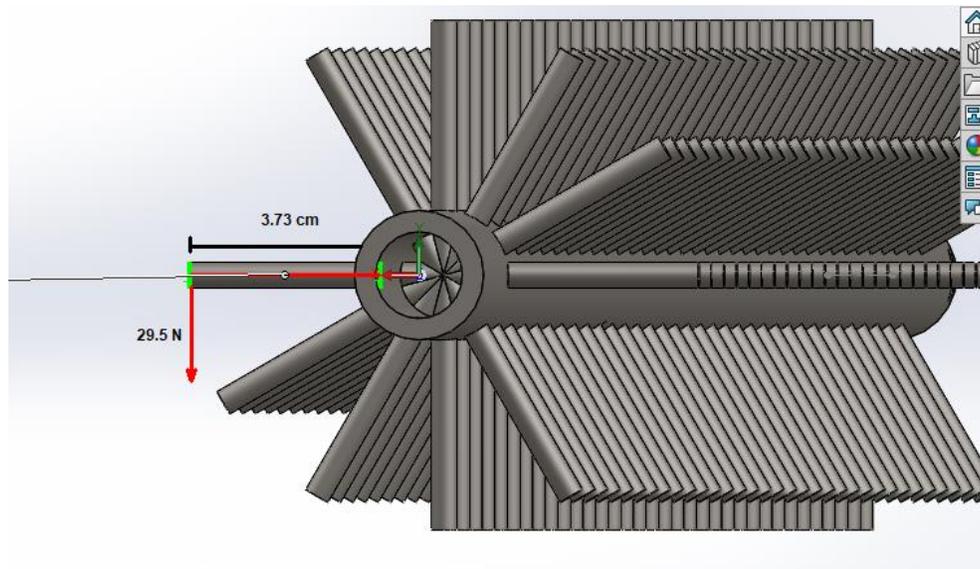
$$N = \frac{(10 \text{ kg}) * (2 \text{ m/s})}{75} \rightarrow N = 0.266 \text{ CV}$$

Convirtiendo a Hp

$$N = (0.266 \text{ CV}) * \left( \frac{0.986 \text{ Hp}}{1 \text{ CV}} \right) \rightarrow N = 0.262 \text{ Hp}$$



Para el segundo torsor generado por la fuerza necesaria de deshoje se determinara de la siguiente manera.



**Ilustración 41. Diagrama De Cuerpo Libre Del Torsor En El Cepillo, Plano XY.**

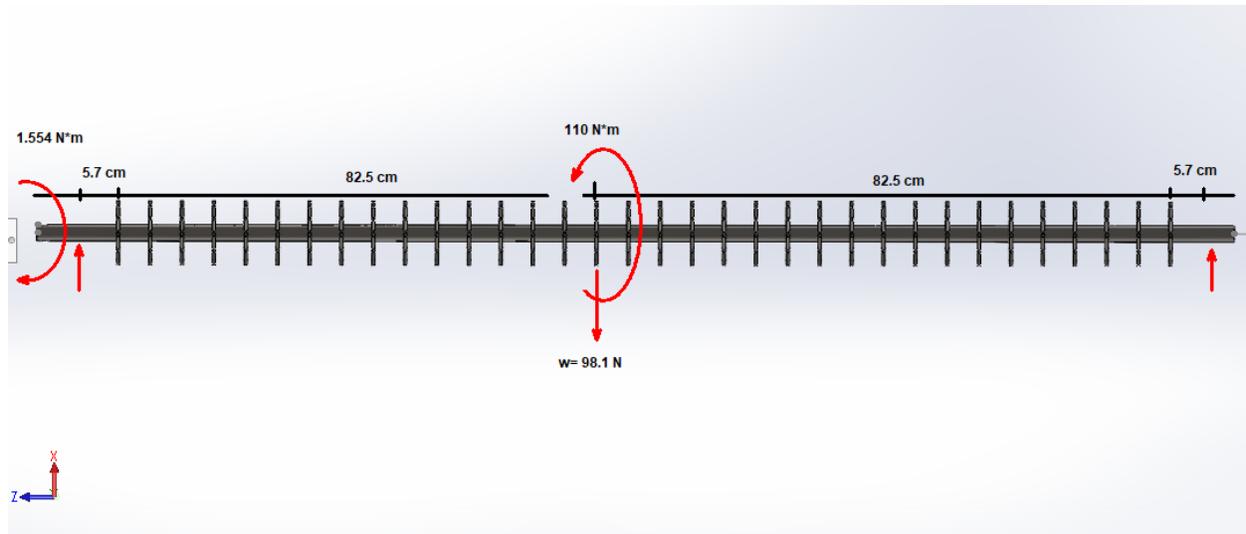
La fuerza de deshoje representada en la imagen, será aplicada por cada cerda del cepillo, por lo tanto considerando datos del prediseño se propone cerdas de 3.73 cm de longitud para determinar el par torsor mediante

$$T = F * r \rightarrow T = (29.5 \text{ N}) * (0.0373 \text{ m})$$

$$T = 1.100 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Este valor representa una cerda, pero si consideramos que un cepillo de esta magnitud tiene una cantidad considerable de cerdas, se propondrá un cepillo con 100 cerdas, por lo tanto

$$T_{total} = (1.100 \text{ N} * \text{m}) * (100) \rightarrow T_{total} = 110 \text{ N} \cdot \text{m}$$



**Ilustración 42. Diagrama De Cuerpo Libre Plano ZX**

Con los pares obtenidos volvemos a construir un diagrama para determinar las siguientes reacciones.

De la estática, hacemos sumatoria de momentos para determinar el equilibrio y encontrar cada una de las reacciones

$$\sum M_{X1} = 0$$

$$(-98.1 N) * (0.882 m) + (R2) * (1.764 m) = 0$$

resolviendo

$$-86.524 N * m + (R2) * (1.764 m) = 0 \rightarrow R2 = \frac{86.524 N * m}{1.764 m} \rightarrow R2 = 49.049 N$$

Para R1

$$\sum F_x = 0$$

$$49.049 N + R1 - 98.1 N = 0 \rightarrow R1 = 49.051 N$$

Con las fuerzas y pares determinados lo siguiente es construir diagramas de momentos y cortantes para establecer las cargas máximas aplicadas en el eje.

Diagrama de pares

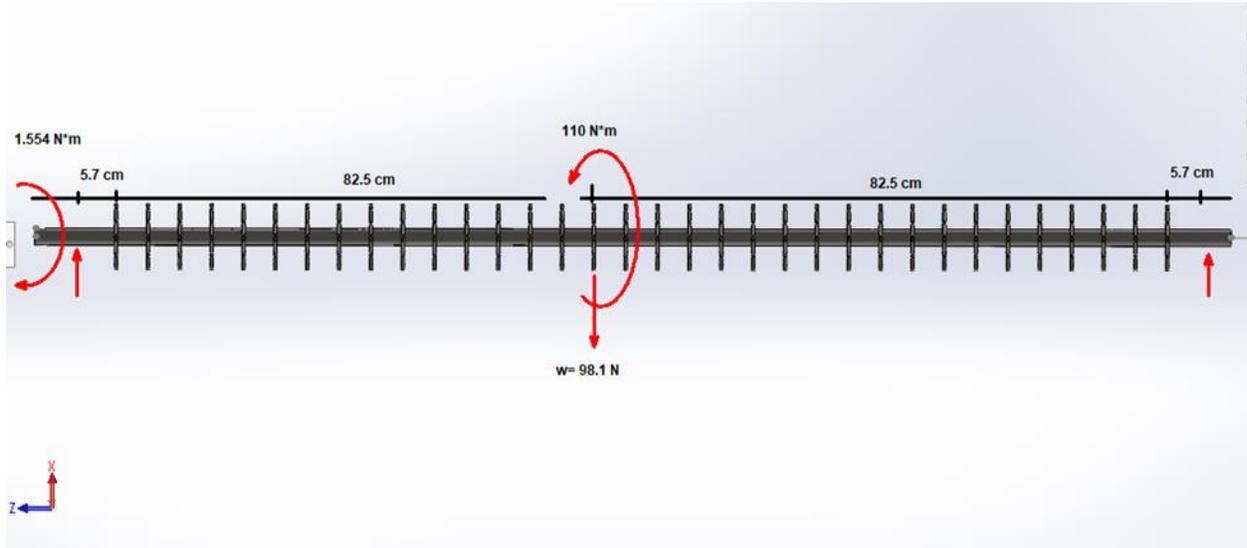


Ilustración 44. Esquema de las Fuerzas Plano XZ

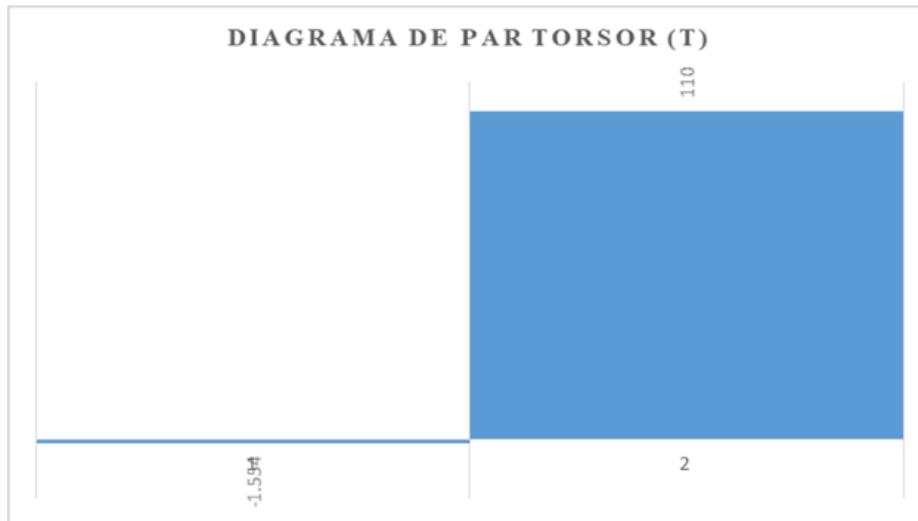
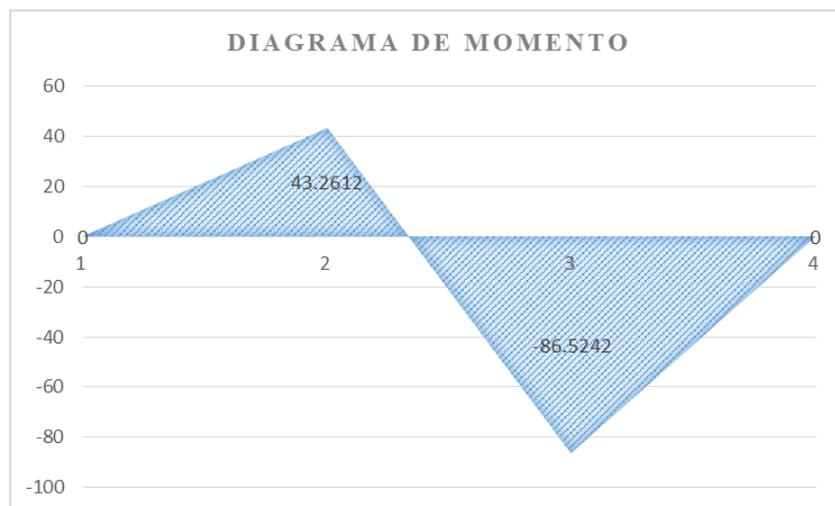
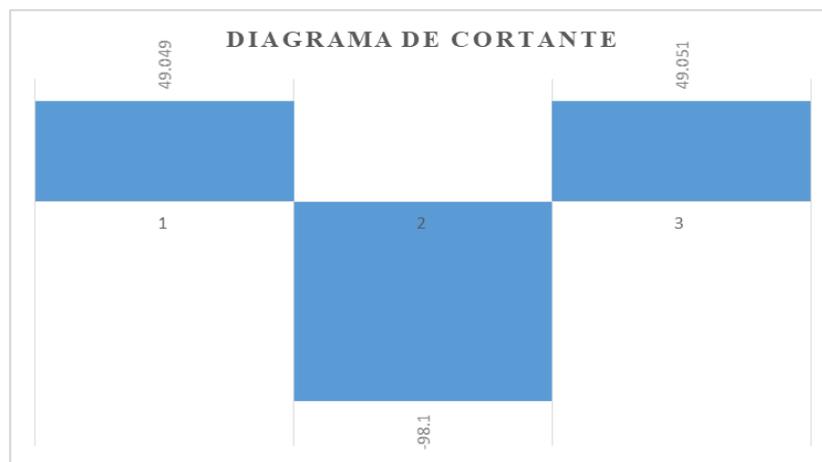
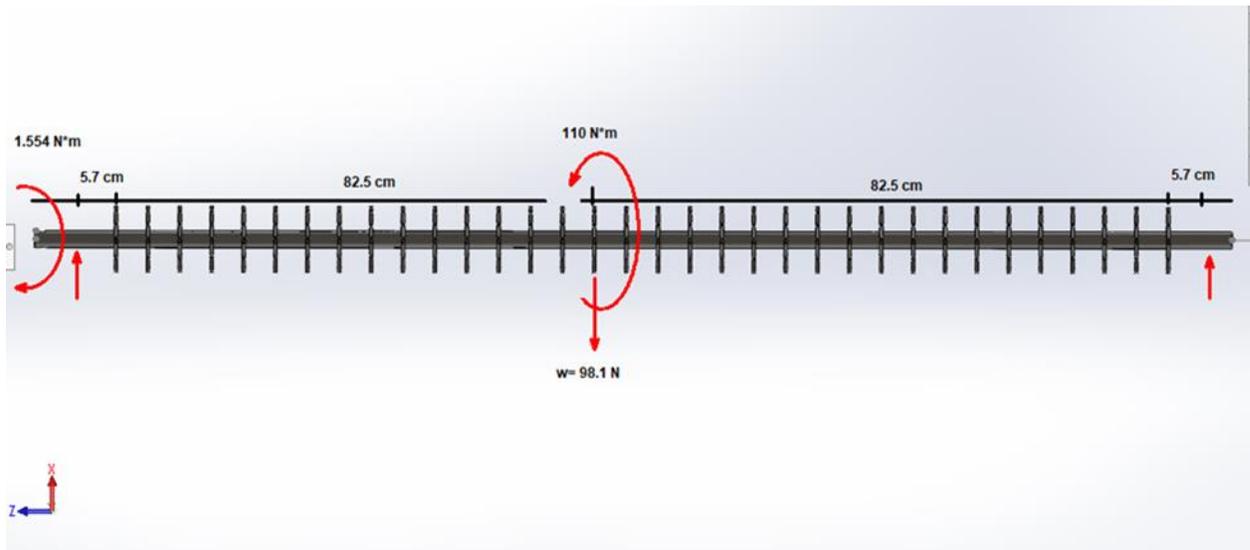


Ilustración 43. Diagrama de Pares (Plano XY).

Diagrama de Momentos y Cortantes



**Ilustración 45. Diagrama de Cortantes y Momentos (Plano ZX).**

De acuerdo a los diagramas elaborados se determina que en ambos planos el cortante y momento máximo se dan en la parte más larga del eje.

En el primer plano XY, los resultados fueron los siguientes

$$T_{max} = 110 N * m$$

En el segundo plano ZX

$$M_{max} = 86.5242 N * m$$

$$V_{max} = 98.1 N$$

Con los datos obtenidos, empezaremos a determinar el diámetro mínimo requerido del eje por carga estática y posteriormente por carga dinámica.

### 3.6.2 Calculo del diámetro por carga estática

Usando la teoría del esfuerzo cortante máximo, que estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir (Diseño de Ingeniería mecánica, Shigley, 9ª Edición).

Por lo tanto, para un estado general de esfuerzo, la hipótesis del esfuerzo cortante máximo produce la fluencia cuando (Diseño de Ingeniería mecánica, Shigley, 9ª Edición):

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad o \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y \quad Ecuaci\acute{o}n (2.3.25)$$

Para propósitos de diseño, la ecuación (2.3.25) puede modificarse para incorporar un factor de seguridad,  $n$ . Por lo tanto:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{2n} \quad o \quad \sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n} \quad Ecuaci\acute{o}n(2.3.26)$$

Por lo tanto sustituyendo la ecuación (2.3.26) en la ecuación (2.3.27) tenemos que:

$$\frac{S_y}{2n} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad Ecuaci\acute{o}n (2.3.27)$$

Sabemos que:

$$\sigma = \frac{M d/2}{\pi d^4/64} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad y \quad \tau = \frac{T d/2}{\pi d^4/32} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad Ecuaci\acute{o}n (2.3.28)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.3.28) volvemos a obtener,

$$\frac{S_y}{2n} = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} \quad \text{Ecuación (2.3.29)}$$

Despejamos el diámetro  $d$ , de la ecuación (2.3.29), y tenemos el diámetro mínimo del eje,

$$d = \left(\frac{32n}{S_y \pi} \sqrt{M^2 + T^2}\right)^{1/3} \quad \text{Ecuación (2.3.30)}$$

Donde

$n$ = factor de seguridad

$S_y$ = resistencia a la fatiga

$T$ = torsión

$M$ = momento flexionante máximo

Para el diseño de ejes, lo más común son los aceros al carbón simple o aleados, con contenido medio de carbón, como los AISI 1040, 4140, 4340, 4640, 5150, 6150 y 8650. (Robert L. Mott, 4ª edición)

Se propondrá un acero AISI 4140, con un  $S_y = 417 \text{ MPa}$  y un factor de seguridad de 2.

Sustituyendo valores en la ecuación (2.3.30) tenemos

$$M_{\text{maximo}} = 86.5242 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T = 110 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$d = \left(\frac{32 * 2}{(417 \text{ MPa}) * \pi} * \sqrt{(86.5242 \text{ N} * \text{m})^2 + (110 \text{ N} * \text{m})^2}\right)^{1/3} \rightarrow$$

$$d = 0.01898 \text{ m} (1.8979 \text{ cm}) \rightarrow d \approx 3/4 \text{ pulg} \text{ a } 1 \text{ pulg}$$

### 3.6.3 Cálculo del diámetro por carga dinámica

Para el cálculo del diámetro mediante carga dinámica se trabaja siguiendo el criterio *ED-ASME elíptica*, ya que se usa para cargas simples fluctuantes, incorpora cargas fluctuantes generales, utiliza un criterio para relacionar el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante (Goodman modificado, Gerber, ASME-elíptica o Soderberg) (Diseño en ingeniería mecánica, Shigley, 9ª Edición).

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[ 4 \left( \frac{Kf * Ma}{Se} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Ta}{Se} \right)^2 + 4 \left( \frac{Kf * Mm}{Sy} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Tm}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{Kf * Ma}{Se} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Ta}{Se} \right)^2 + 4 \left( \frac{Kf * Mm}{Sy} \right)^2 + 3 \left( \frac{Kfs * Tm}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ecuación (2.3.38)}$$

Donde  $Mm$  y  $Ma$  son los momentos flexionantes medio y alternante,  $Tm$  y  $Ta$  son los pares de torsión medio y alternante, y  $Kf$  y  $Kfs$  son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.

Debido a la rotación, la flexión se invierte por completo, mientras que la torsión es constante. Por lo tanto de los diagramas anteriores tenemos  $Ma = 86.5242 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,  $Tm = 110 \text{ N} \cdot \text{m}$  y  $Mm = Ta = 0$ . El material propuesto será AISI 4140,  $S_{ut}=655 \text{ MPa}$ ,  $S_y= 417 \text{ MPa}$ .

Determinando las demás variables

Factor de superficie  $ka$ :

$$ka = aS_{ut}^b \quad \text{Ecuación (2.3.33)}$$

$S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión y los valores de  $a$  y  $b$  se encuentran en la tabla No. 12. Sustituyendo los datos,

$$ka = (4.51 \text{ MPa})(655 \text{ MPa})^{-0.256} \rightarrow ka = 0.8088$$

Factor de tamaño kb, ecuación (2.3.34):

$$Kb = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \rightarrow Kb = \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$Kb = 0.8791$$

En el caso de los aceros, se estimará el límite de resistencia como:

$$Se' = \begin{cases} 0.5Sut & Sut \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & Sut > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & Sut > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{Ecuación (2.3.31)}$$

Por lo tanto

$$Se' = 0.5Sut \rightarrow Se' = (0.5) * (655 \text{ MPa})$$

$$Se' = 327.5 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, la ecuación de Marin se escribe:

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f Se' \quad \text{Ecuación (2.3.32)}$$

Sustituyendo los valores, tenemos

$$Se = (0.8088) * (0.8791) * (327.5 \text{ MPa}) \rightarrow Se = 232.858 \text{ MPa}$$

El factor Kf se llama comúnmente factor de concentración del esfuerzo por fatiga, y a eso se debe el subíndice f.

$$Kf = 1 + q(Kt - 1) \quad \text{o} \quad Kfs = 1 + q_{cortante}(Kts - 1) \quad \text{Ecuación (2.3.35)}$$

Usando la figura 18(a) encontramos q de la carga de flexión y axial, y para la carga cortante, usamos la figura 18(b). De tal forma que

$$q = 0.73 \text{ (Figura 6 - 20, de la Figura 18(a))}$$

$$q_s = 0.71 \text{ (Figura 6 - 21, de la Figura 18(b))}$$

De la tabla No. 14(figura A-15), encontramos el valor de Kt

$$k_t = 2.7$$

Sustituyendo en la ecuación (2.3.35), para la carga de flexión

$$Kf = 1 + (0.73)(2.7 - 1) \rightarrow kf = 2.241$$

Para la carga cortante

$$Kfs = 1 + (0.71)(2.7 - 1) \rightarrow kfs = 2.207$$

Sustituyendo en la ecuación (2.4.25), criterio *ED-ASME elíptica* para obtener el diámetro mínimo requerido

$$d = \left\{ \frac{16 * (2)}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{(2.241) * (86.5242 \text{ N} * \text{m})}{232.858 \text{ MPa}} \right)^2 + 3 \left( \frac{(2.207) * 0}{232.858 \text{ MPa}} \right)^2 + 4 \left( \frac{(2.241) * 0}{417 \text{ MPa}} \right)^2 + 3 \left( \frac{(2.207) * (110 \text{ N} * \text{m})}{417 \text{ MPa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

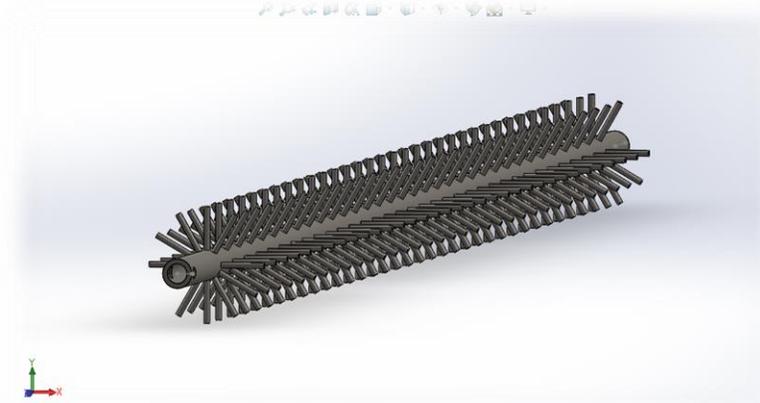
Resolviendo

$$d = 0.02706 \text{ m} (2.706 \text{ cm}) \rightarrow d \approx 1 \text{ pulgada}$$

En conclusión este es el diámetro propuesto a emplear para el diseño del eje del cepillo deshojador. Se llegó a la conclusión de que serán cepillos comerciales con cerdas de nylon, este material es de larga duración y además deja un acabado fino, la caña es considerada como un alimento es por ello recomendable para este proceso.

### 3.6.4. Datos Técnicos del cepillo de Nylon

PROPIEDAD	UNIDAD	NORMA	NYLON (PA6, PA66)
<b>Alargamiento a la rotura</b>	%	DIN 53455	>50
<b>Conductividad Térmica</b>	W/Km	DIN 52612	0,28
<b>Coeficiente de dilatación Térmica de 20°C a 50°C</b>	m/m K		85·10-6
<b>Coeficiente de Fricción</b>			0,53
<b>Densidad</b>	g/cm <sup>3</sup>	DIN 53479	1,14
<b>Dureza a la bola</b>	N/mm <sup>2</sup>	DIN 53456	136
<b>Dureza “Shore”</b>		DIN 53505	D75
<b>Módulo de elasticidad</b>	N/mm <sup>2</sup>	DIN 53457	2.850
<b>Punto de fusión</b>	°C	ASTM D789	220
<b>Resistencia Superficial</b>		DIN 53482	5·1010
<b>Resistencia al impacto</b>	KJ/m <sup>2</sup>	DIN 53453	3,8
<b>Resistencia a la tracción</b>	N/mm <sup>2</sup>	DIN 53455	78
<b>Temperatura máxima de utilización</b>	°C	NORMAL	90
	°C	CON PUNTAS	150
<b>Temperatura mínima de uso</b>	°C	-40	
<b>Longitud de la cerdas</b>	3.73	cm	
<b>Diámetro del eje del cepillo</b>	1	Pulg.	



**Ilustración 46. Cepillo De Nylon.**

### 3.7 DISEÑO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL TRANSPORTADOR

Se utilizarán rodamientos de bolas ya que son utilizados en aplicaciones donde pueden producirse desalineaciones considerables, por ejemplo, por efecto de las dilataciones, de flexiones en el eje o por el modo de construcción.

De esta forma, liberan dos grados de libertad correspondientes al giro del aro interior respecto a los dos ejes geométricos perpendiculares al eje del aro exterior.

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

Para el eje transportador, empezamos por determinar las cargas axiales y radiales

$$Carga\ Radial = 426.086\ N$$

Para la carga de axial, es importante determinar la fuerza de empuje que el eje transportador genera, la primera fuerza a vencer es la de deshoje,  $F = 29.5\ N$  posteriormente las 5 cañas descansarán en una base de metal recubierta con acrílico, la fuerza de fricción sería la segunda fuerza a vencer, por ello de tablas conocemos el coeficiente de fricción del acrílico,  $C_f = 0.53$  de aquí tenemos

$$F_R = \mu * N \rightarrow F_R = (0.53) * (98.1\ N)$$

$$F_R = 52\ N$$

Sumando ambas fuerzas tenemos que la carga axial es

$$Carga Axial = 81.5 N$$

### 3.7.1 Selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (radial y de empuje)

El método para calcular la carga equivalente P, para tales casos se presenta en el catálogo del fabricante y adopta la forma (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición)

$$P = BXF_r + YF_a \quad \text{Ecuación (2.3.45)}$$

En donde B= factor de rotación

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

X= Factor radial

Y= Factor de empuje

F<sub>r</sub>= Carga radial

F<sub>a</sub>= Carga de empuje

De la tabla No 7, del procedimiento para seleccionar rodamiento de carga radial y empuje se toma como razonable a Y = 1.50 por estar a la mitad del intervalo de valores posibles. X = 0.56, para todos los valores de Y, (Diseño de Elementos de Maquina, Robert L. Mott, 4ª edición).

Sustituyendo los valores en la ecuación (2.3.45)

$$P = (1) * (0.56) * (426.086 N) + (1.50) * (81.5 N)$$

$$P = 360.858 N$$

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

$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad \text{Ecuación (2.3.44)}$$

L<sub>d</sub> = vida útil de diseño

P<sub>d</sub> = carga de diseño

De la tabla No. 9, para equipo agrícola tenemos una duración de diseño de  $L_{10} = 6000 \text{ hrs}$

Para la vida útil de diseño resolvemos

$$L_d = (h)(rpm)(60 \text{ min}/h) \quad \text{Ecuación (2.3.42)}$$

$$L_d = (6000 \text{ hrs}) * (750 \text{ rpm}) * \left(\frac{60 \text{ min}}{h}\right) \rightarrow L_d = 2.7 \times 10^8 \text{ rev}$$

Para  $k$

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

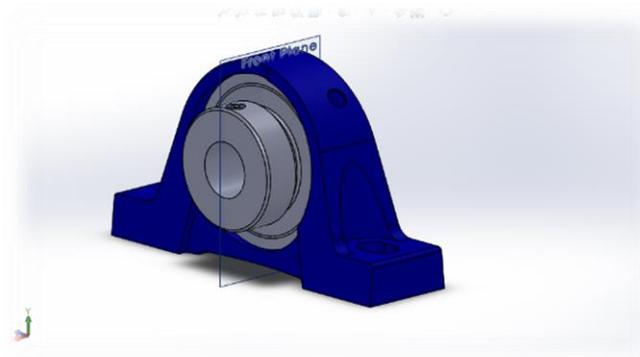
Sustituyendo valores en la ecuación (2.3.44)

$$C = (360.858 \text{ N}) * \left(\frac{2.7 \times 10^8 \text{ rev}}{10^6}\right)^{1/3} \rightarrow C = 2332.33 \text{ N} (524.328 \text{ lb})$$

De la tabla No. 8, de acuerdo al diámetro del eje se selecciona un rodamiento de bolas de ranura profunda Número 6205 de la serie 6200

### 3.7.2 Datos técnicos de los rodamientos para carga axial y de empuje de bolas

Rodamiento Numero 6205 series 6200	
<b>Diámetro exterior</b>	52 mm
<b>Barreno</b>	25 mm
<b>Ancho</b>	15 mm
<b>Factor de empuje (y)</b>	1.50



**Ilustración 47. Rodamiento de Bolas Numero 6205, Chumacera UCP 204.**

### 3.8 DISEÑO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE DEL CEPILLO

Se utilizarán rodamientos de bolas ya que son utilizados en aplicaciones donde pueden producirse desalineaciones considerables, por ejemplo, por efecto de las dilataciones, de flexiones en el eje o por el modo de construcción.

De esta forma, liberan dos grados de libertad correspondientes al giro del aro interior respecto a los dos ejes geométricos perpendiculares al eje del aro exterior.

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

Para el eje del cepillo, empezamos por determinar las cargas axiales y radiales

$$Carga\ Radial = 49.051\ N$$

Para la carga de axial, es importante determinar el peso que el eje genera

$$m = \rho * v \rightarrow m = (7850\ kg/m^3) * (0.000289\ m^3)$$

$$m = 2.268\ kg$$

Sabemos que

$$W = m * a$$

tenemos que la carga axial es  $W = (2.268\ kg) * (9.81\ m/s^2)$

$$Carga\ Axial = 22.25\ N$$

#### 3.8.1 Selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (radial y de empuje)

El método para calcular la carga equivalente P, para tales casos se presenta en el catálogo del fabricante y adopta la forma (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición)

$$P = BXF_r + YF_a \quad Ecuación\ (2.3.45)$$

En donde B= factor de rotación

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

$X$ = Factor radial

$Y$ = Factor de empuje

$F_r$ = Carga radial

$F_a$ = Carga de empuje

De la tabla No. 7, del procedimiento para seleccionar rodamiento de carga radial y empuje se toma como razonable a  $Y = 1.50$  por estar a la mitad del intervalo de valores posibles.  $X = 0.56$ , para todos los valores de  $Y$ , (Diseño de Elementos de Maquina, Robert L. Mott, 4ª edición).

Sustituyendo los valores en (2.3.45)

$$P = (1) * (0.56) * (49.051 N) + (1.50) * (22.25 N)$$

$$P = 60.843 N$$

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

$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad \text{Ecuación (2.3.44)}$$

$L_d$  = vida útil de diseño

$P_d$  = carga de diseño

De la tabla No. 9, para equipo agrícola tenemos una duración de diseño de  $L_{10} = 6000 \text{ hrs}$

Para la vida útil de diseño resolvemos

$$L_d = (h)(rpm)(60 \text{ min/ h}) \quad \text{Ecuación (2.3.42)}$$

$$L_d = (6000 \text{ hrs}) * (1200 \text{ rpm}) * \left( \frac{60 \text{ min}}{h} \right) \rightarrow L_d = 4.32 \times 10^8 \text{ rev}$$

Para  $k$

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

Sustituyendo valores en la ecuación (2.3.44)

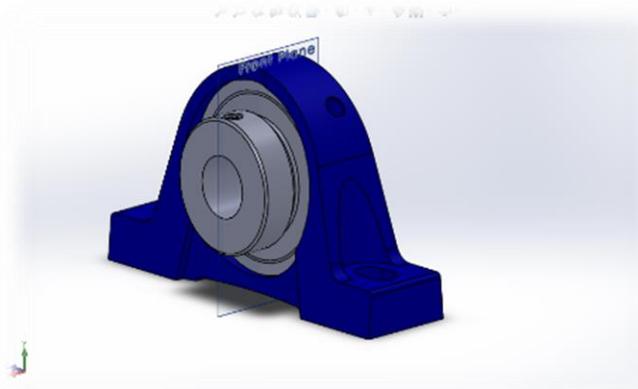
$$C = (60.843 \text{ N}) * \left( \frac{4.32 \times 10^8 \text{ rev}}{10^6} \right)^{1/3} \rightarrow C = 460 \text{ N} (103.412 \text{ lb})$$

De la tabla No. 8, de acuerdo al diámetro del eje se selecciona un rodamiento de bolas de ranura profunda *Número 6205 de la serie 6200*

### 3.8.2 Datos técnicos de los rodamientos para carga axial y de empuje de bolas

#### Rodamiento Numero 6205 series 6200

<b>Diámetro exterior</b>	52 mm
<b>Barreno</b>	25 mm
<b>Ancho</b>	15 mm
<b>Factor de empuje (y)</b>	1.50
<b>Capacidad básica de carga dinámica</b>	14000 N



**Ilustración 48. Rodamiento de Bolas Numero 6205, Chumacera UCP 204.**

## VII. CONCLUSIÓN

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

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

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

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

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

### ***Recomendaciones***

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

Algunas propiedades están dadas por la práctica, como lo es la densidad de la caña, por sus características sus propiedades fueron tomadas de manera experimental, por lo que se tomó como base una densidad de 2000 Kg/m<sup>3</sup> para poder calcular la carga total de la caña.

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

## VIII. BIBLIOGRAFÍA

***Diseño de Elementos de Máquinas Robert L. Mott 4a. Edition. PEARSON EDUCATION PRENTICE HALL México D.F. Año 2006***

***Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Richard G. Budynas 8a. Edición. McGraw Hill Interamericana, México D.F. Año 2008***

***Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica Robert C. Juvinall, LIMUSA NORIEGA EDITORES, México D.F. Año 2002***

***Myszka, D. H. (2012). Máquinas y mecanismos (4ta Ed. ed.). México: Pearson educación.***

***Salazar, M. Z. (s.f.). monografias. Obtenido de:***

***<http://www.monografias.com/trabajos64/maquinaria-agricola-innovacion-tecnologica/maquinaria-agricola-innovacion-tecnologica.shtml>***

***Catalunya, U. P. (s.f.). Reseña historica de maquinas. 11 Pags.***

***Deere, J. (s.f.). Cosechadora de caña de azúcar CH330. Promo cosechadora, 16.***

## ANEXOS

### TABLAS

Tabla No. 1: Propiedades del Acero (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8ª Edición).

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

**Tabla No. 2: Dimensiones de cadenas de rodillos norma ASA (Tsubaki).**

# Tsubaki

## Cadenas de Rodillos Norma ASA en Simple Hilera

### CADENAS DE RODILLOS NORMA ANSI

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

Referencia TSUBAKI	ANSI	Paso P	Diámetro Rodillo (R)	Placas			Perno		Carga Media de Rotura KN (kgf)	Carga de Trabajo Máxima N (kgf)	Peso Aproximado (kg/m)	Pasos por 5mt	
				Espesor T	Altura H	h	Diámetro D	De Cabeza de Perno a centro L1					De Cabeza de Perno a centro L2
RS25 *	25	6.35	3.30	0.75	5.84	5.05	2.31	3.80	4.80	4.71 (480)	640 (65)	0.14	480
RS35 *	35	9.525	5.08	1.25	9.0	7.8	3.59	5.85	6.85	11.3 (1,150)	2,160 (220)	0.33	32
RS41 *	41	12.70	7.77	1.25	9.8	8.4	3.59	6.75	7.95	11.8 (1,200)	2,260 (230)	0.41	240
RS40 *	40	12.70	7.94	1.5	12.0	10.4	3.97	8.25	9.95	19.1 (1,950)	3,630 (370)	0.64	240
RS50	50	15.875	10.16	2.0	15.0	13.0	5.09	10.3	12.0	31.4 (3,200)	6,370 (650)	1.04	192
RS60	60	19.05	11.91	2.4	18.1	15.6	5.86	12.85	14.75	44.1 (4,500)	8,830 (900)	1.53	180
RS80	80	25.40	15.88	3.2	24.1	20.8	7.94	16.25	19.25	78.5 (8,000)	14,700 (1,500)	2.68	120
RS100	100	31.75	19.05	4.0	30.1	26.0	9.54	19.75	22.85	118.0 (12,000)	22,600 (2,300)	3.99	96
RS120	120	38.10	22.23	4.8	36.2	31.2	11.11	24.9	28.9	167.0 (17,000)	30,400 (3,100)	5.93	80
RS140	140	44.45	25.40	5.6	42.2	36.4	12.71	26.9	31.7	216.0 (22,000)	40,200 (4,100)	7.49	68
RS160	160	50.80	28.58	6.4	48.2	41.6	14.29	31.85	36.85	270.0 (27,500)	53,000 (5,400)	0.10	60
RS180	180	57.15	35.71	7.15	54.2	46.8	17.46	36.654	42.45	358.0 (36,500)	60,800 (6,200)	3.45	54
RS200	200	63.50	39.69	8.0	60.3	52.0	19.85	39.0	44.8	461.0 (47,000)	71,600 (7,300)	6.49	48
RS240	240	76.20	47.63	9.5	72.4	62.4	23.81	47.9	55.5	677.0 (69,000)	96,000 (10,100)	4.5	40

Tabla No. 3: Propiedades mecánicas de la cadena.

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

**Tabla No. 4: Datos específicos de materiales (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8ª Edición).**

Material	Densidad, kg/m <sup>3</sup>	Resistencia última			Cedencia <sup>2</sup>		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 <sup>-6</sup> /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, <sup>2</sup> MPa	Corriente, MPa	Tensión, MPa	Corriente, MPa				
<b>Acero</b>										
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	
<b>Fundición</b>										
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
<b>Aluminio</b>										
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
<b>Cobre</b>										
Libre de oxígeno (99.9% Cu)										
Recocido	8 910	220		150	70		120	44	16.9	45
Endurecido	8 910	390		200	265		120	44	16.9	4
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)										
Laminado en frío	8 470	510		300	410	250	105	39	20.9	8
Recocido	8 470	320		220	100	60	105	39	20.9	65
Latón rojo (85% Cu, 15% Zn)										
Laminado en frío	8 740	585		320	435		120	44	18.7	3
Recocido	8 740	270		210	70		120	44	18.7	48
Estaño bronce (88 Cu, 8 Sn, 4 Zn)										
	8 800	310			145		95		18.0	30
Manganeso bronce (63 Cu, 25 Zn, 6 Al, 3 Mn, 3 Fe)										
	8 360	655			330		105		21.6	20
Aluminio bronce (81 Cu, 4 Ni, 4 Fe, 11 Al)										
	8 330	620	900		275		110	42	16.2	6

**Tabla No. 5: Capacidad de potencia (hp) de una cadena de rodillos de paso simple y un solo cordón para una rueda Catarina de 17 dientes (Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, 4ª Edición).**

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

Continuación de tabla 5 (Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, 4ª Edición).

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

**Tabla No.6: Factores para cadenas de rodillos de ramales múltiples (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición).**

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

**Tabla No. 7: Dimensiones de cadenas de transmisión de rodillo estándar (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8ª Edición).**

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

**Tabla No. 8: Factores de los cojinetes (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición).**

		$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
$F_a / C_o$	$e$	$X$	$\gamma$	$X$	$\gamma$
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 No. 9: Catálogo de rodamientos de bolas (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición).**

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 No. 10: Duración recomendada para rodamientos (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición).**

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

**Tabla No. 11: Factores de servicio, para cadenas de rodillos de un solo ramal (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición).**

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

**Tabla No. 12: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8° Edición).**

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

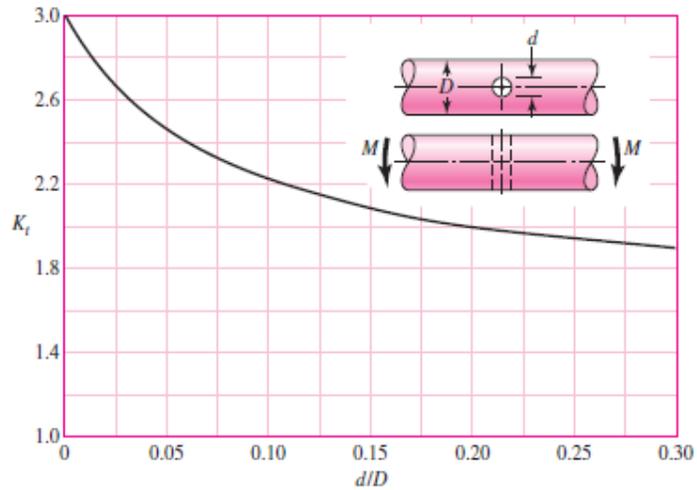
**Tabla No. 13: Comparación de tipo de cojinetes (Diseño de Elementos de Maquina, Robert. L Mott, 4ª edición).**

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 No. 14: Factor  $K_t$  (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 8° Edición).

**Figura A-15-11**

Eje redondo en flexión  
con un agujero transversal.  
 $\sigma_0 = M/[\pi D^3/32]\{dD^2/6\}$ ,  
aproximadamente.



**PLANOS**

