

UNIVERSIDAD DEL BÍO BÍO

Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica



Estudio de factibilidad de extracción de aceite del hueso de ciruela.

**Seminario de Titulación presentado
en conformidad a los requisitos para
obtener el título de Ingeniero de
Ejecución en Mecánica.**

Profesor Guía:

Sr. Victor San Juan Ramos

Diego Sarabia Méndez

Cristian Veloso Pérez

2013

AGRADECIMIENTOS.

Este estudio se materializó gracias al aporte de personas que permitieron desarrollar la etapa final de nuestra carrera, es así que agradecemos a nuestro profesor guía Víctor San Juan Ramos (Ingeniero Civil Mecánico), quien nos dió la oportunidad de desarrollar nuestro tema de seminario, ya que fue fundamental su disposición a ayudarnos y además ha dejado una importante huella en nuestro desarrollo como persona, destacando el conocimiento y convicción que logramos en esta Carrera. Y así poder completar el plan de estudios de la carrera de Ingeniería de Ejecución en Mecánica dictada por la Universidad del Bío – Bío.

También cabe mencionar al académico del Departamento de Química Dr. Eduardo Puentes, a quien le agradecemos su apoyo, orientación y conocimientos sobre algunos aspectos químicos del cuesco de ciruela, necesarios para el desarrollo de este estudio.

RESUMEN.

La idea central de este estudio es determinar los procesos de trituración y extrusión, necesarios para la extracción de aceite del hueso de la ciruela (ciruelo europeo), por lo tanto, se evaluaron alternativas para ambos procesos, eligiendo aquellas que cumplieran de mejor manera los parámetros de selección que se detallan en el desarrollo del informe.

Por otra parte, se efectuaron ensayos experimentales y se construyeron prototipos. Estos permitieron obtener y corroborar algunas magnitudes necesarias para el diseño de algunos elementos mecánicos que participan en el proceso de extracción de aceite. De esta manera se pudo acercarse lo más posible a las condiciones reales de trabajo.

El estudio arrojó finalmente la factibilidad de obtener mecánicamente aceite crudo del hueso de ciruela, pero necesitando una posterior refinación si se desea que este sea de consumo humano, de acuerdo al reglamento sanitario del Ministerio de Salud de Chile.

TABLA DE CONTENIDOS.

Capítulo 1) ANTECEDENTES GENERALES.	Pág.
1.1) Introducción.	1
1.2) Descripción del estudio	2
1.2.1) Origen del tema	2
1.2.2) Objetivo general.	2
1.2.3) Objetivos específicos.	2
Capítulo 2) ESTUDIO TÉCNICO DE LA CIRUELA.	
2.1) Ciruelo europeo.	3
2.2) Características.	3
2.3) Clasificación morfológica y taxonómica.	3
2.4) Clima y suelo para el cultivo del ciruelo.	4
2.5) Métodos experimentales, fruta del ciruelo europeo.	5
2.6) Procesos de obtención de aceite ciruela.	6
Capítulo 3) EVALUACIÓN DE MÉTODOS PARA LA EXTRACCIÓN DE ACEITE.	
3.1) Parámetros de selección.	8
3.2) Molienda.	9
3.3) Tipos de molinos.	9
3.4) Estudio y Selección de alternativas molienda.	13
3.5) Extracción.	14
3.6) Tipo de extracciones.	14
3.7) Estudio y Selección de alternativas de extracción.	19

Capítulo 4) CÁLCULO, Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS NECESARIOS PARA LA EXTRACCIÓN DE ACEITE DE CIRUELA.

4.1)	Rodillos moledores.	20
4.1.2)	Ensayo de compresión.	20
4.1.3)	Deducción experimental del coeficiente de fricción.	21
4.1.4)	Diseño de molino de rodillos.	22
4.1.5)	Cálculo de la velocidad angular de los rodillos.	31
4.1.6)	Cálculo de la potencia necesaria para accionar los rodillos	33
4.1.7)	Cálculo de la chaveta.	33
4.1.8)	Cálculo del rodamiento.	36
4.1.9)	Diseño de la tolva.	38
4.2)	Tornillo extrusor.	41
4.2.1)	Características geométricas del tornillo extrusor.	41
4.2.2)	Análisis de flujo newtonianos.	42
4.2.3)	Capacidad de producción del tornillo extrusor.	44
4.2.4)	Cálculo de flujo en el tornillo extrusor.	45
4.2.5)	Cálculo de potencia en el extrusor.	49
4.2.6)	Cálculo del husillo de extrusión.	50
4.2.7)	Análisis de esfuerzos estáticos.	57
4.2.8)	Análisis de esfuerzos dinámicos.	60
4.2.9)	Esfuerzos fluctuantes.	63
4.2.10)	Cálculo del dado de extrusión.	65
4.2.11)	Cálculo de la chaveta.	67
4.2.12)	Selección de rodamientos.	68
4.2.13)	Diseño de la tolva.	70
4.3)	Transmisión.	72
4.3.1)	Método para seleccionar un mando a cadena.	72
4.3.2)	Cálculo de cadena y piñones.	74
4.3.3)	Torque requerido por el piñón.	76
4.3.4)	Accionamiento de los rodillos y tornillo extrusor.	77

4.3.5)	Selección del motor reductor y reductor sinfín.	77
	Capítulo 5) Conclusión.	79
	Capítulo 6) Bibliografía.	80
	Capítulo 7) Anexos.	81

CAPÍTULO 1

Antecedentes generales.

1.1) Introducción.

El mercado del aceite vegetal muestra un fuerte crecimiento en Chile y a nivel mundial, debido al aumento de la preocupación de las personas por cuidar su salud y llevar una vida sana.

En Chile la mayor superficie plantada de ciruelo europeo se encuentra de la IV hasta la VIII región. De un total de 300.000 hectáreas de suelo agrícola destinadas a superficie arbórea frutal, el ciruelo europeo ocupa 5.886 hectáreas. Llegando a una variación porcentual de más de un 250% entre 1975 y 2007 (Fuente: INE).

Lo expresado anteriormente se justifica, ya que en la actualidad Chile juega un rol importante en la producción de ciruela, específicamente en la exportación de ciruela deshidratada descarozadas (sin cuesco) con un volumen anual de 46.500 toneladas, siendo el segundo mayor exportador después de Estados Unidos (fuente: en base a estadísticas de trademap 2010).

A partir del escaso uso del cuesco del ciruelo europeo que se tiene en el predio Sra. Cynthia Verónica, se estudiará la factibilidad de extraer aceite crudo del cuesco de ciruela.

Este estudio se basará en la producción de ciruela en la localidad de Rinconada de Huaqui, Los Ángeles, Octava Región.

Así finalmente se analizará la posibilidad de obtener un subproducto del ciruelo, tanto su aceite como los desechos de él, que podrán ser utilizados como alimento para animales, debido a su gran cantidad de nutrientes.

1.2) Descripción del estudio.

1.2.1) Origen del tema.

A partir de la inquietud de los propietarios del predio "Cynthia Verónica"(ubicado en la localidad de Rinconada de Huaqui, Ciudad de Los Ángeles), de obtener un subproducto del fruto del ciruelo, ya que posee 282 árboles de estos junto a otros arboles frutales en poco más de 3 hectáreas, y actualmente solo se cosechan para su venta como fruta, además de su preparación en jugo y mermelada.

1.2.2) Objetivo General.

- Estudiar la factibilidad de la extracción mecánica de aceite del hueso de ciruelo europeo.

1.2.3) Objetivos Específicos.

- Determinar las propiedades mecánicas y físicas del hueso de ciruela.
- Estudiar las alternativas de extracción de aceite y seleccionar la más adecuada.
- Estudiar el proceso de elaboración de aceite, en relación a la molienda y extracción.

CAPÍTULO 2

2.1) Fruta del ciruelo europeo - “*Prunus Domestica*”.

La fruta del ciruelo europeo, presenta gran variabilidad morfológica (morfotipos), representada principalmente por el color del mesocarpio de sus frutos; a continuación se presentan varias definiciones e información sobre la fruta del ciruelo europeo.



Figura 2.1 Ciruelo Europeo.



Figura 2.2 Árbol frutal.

2.2) Características del ciruelo europeo “*Prunus Domestica*”: Árbol frutal que alcanza una altura de cinco a siete metros, con una copa constituida por numerosas ramas flexibles. Hojas de pequeñas glándulas que presentan pelosidad, sobre todo en los nervios principales. Flores solitarias o en grupos de 2 a 3, con pétalos de color blanco.

2.3) Clasificación morfológica y taxonómica.

- Familia: Rosáceas.
- Género: Prunus.

- Especie: *Prunus domestica* L
- Origen: Cáucaso, Anatolia y Persia.
- Planta: árbol de tamaño mediano que alcanza una altura máxima de 5-6 m. Tronco de corteza pardo-azulada, brillante, lisa o agrietada longitudinalmente. Produce ramas alternas, pequeñas, delgadas, unas veces lisas, glabras y otras pubescentes y vellosas.
- Hojas: Árbol caducifolio de hojas oblongas, aserradas, de color verde, lisas por el haz y pubescentes por el envés.
- Flores: aparecen en pequeños ramos cortos de un año de edad. Son blancas, solitarias, con pedúnculos más cortos que los de las flores del cerezo, pubescentes, aplastados y con pequeñas yemas de escamas ásperas.
- Fruto: drupa redonda u oval recubierta por una cera blanquecina (pruina), de color amarillo, rojo o violáceo, con pedúnculo mediano, peloso, con hueso oblongo, comprimido, algo áspero y que por un lado presenta una sola costilla. Dentro del hueso se encuentran dos semillas o más frecuentemente una sola, por aborto de la otra. Las semillas pierden después de un mes la facultad germinativa.

2.4) Clima y suelo para el cultivo del ciruelo: Es uno de los frutales más rústicos y fáciles de cultivar. Resiste bien las bajas temperaturas. Dado lo temprano de su floración, en algunas exposiciones puede sufrir con las heladas primaverales; sin embargo, las flores son bastante resistentes a la misma.

Prefiere los climas templados, pero se desarrolla bien en climas relativamente fríos, con tal de cultivarlo en sitios bien abrigados.

Las variedades europeas son bastante resistentes a las heladas primaverales, pero las japonesas y americanas son más exigentes en temperatura y humedad, cultivándose en las exposiciones sur y este.

Sufre la escasez hídrica en verano. Los frutos y las ramas finas son sensibles a los vientos. Puede cultivarse hasta altitudes de 700 m.

En cuanto al suelo, aguanta bien la caliza, la humedad y los terrenos compactos. Debido a su sistema radicular superficial, tolera la humedad y puede vivir en terrenos poco profundos mejor que otros frutales, pero es necesario que el subsuelo sea fresco, pero sin humedad en exceso.

2.5) Métodos experimentales, fruta del ciruelo europeo.

Para efectos de estudio el fruto se divide en tres partes: cáscara, pulpa y semilla.

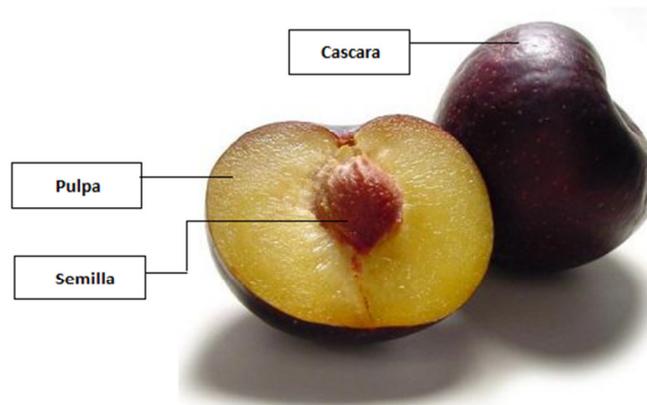


Figura 2.3 Composición del fruto.

- La cáscara es anaranjada antes de la madurez y morada - rojiza cuando el fruto está maduro.
- La pulpa es amarilla en el fruto y rojiza cuando el fruto ha madurado.
- La semilla en rigor es la que está dentro del hueso del ciruelo y esta es de color blanco y está recubierta de una capa muy fina de color café.

a) Tamaño: Se determinó midiendo el ancho y el largo de 10 frutos con un calibrador cuya precisión es de ± 0.1 mm, obteniéndose un ancho promedio de 62 mm y un alto de 53 mm.

b) Peso: Se pesaron 10 frutos en una balanza de precisión ± 0.1 g. obteniéndose un peso promedio de 80 gr.

2.6) Procesos para la obtención de aceite de ciruela: Una vez analizadas las características del fruto del ciruelo europeo se procede al deshuesado, trituración de la pulpa y además de poder implementarse. La extracción del aceite. Existen dos métodos para la extracción de aceite crudo de la fruta del ciruelo:

- Extracción mecánica
- Extracción por solventes

El proceso general para la obtención de aceite a partir de la fruta del ciruelo se realiza en las siguientes etapas:

a) Recolección del fruto ciruelo europeo: La recolección de frutos de ciruelo europeo se realiza en la localidad de Rinconada de Huaqui, Provincia de Los Ángeles, (predio Cynthia Verónica).

En esta localidad existen árboles de ciruelo europeo, donde la cosecha de los frutos se realiza en forma manual, mediante la trepada al árbol y posterior corte del fruto, además se recolectó frutos que se encontraban caídos en la cercanía de los ciruelos.

b) Transporte: Una vez almacenados los frutos del ciruelo europeo en sacos, se procede a llevarlos al lugar donde se realizará el deshuesado y trituración de la pulpa.

c) Deshuesado: El proceso de deshuesado se hace en las ciruelas de calibre mayor y es un proceso completamente manual, lo que facilita que la ciruela sea totalmente deshuesada y no queden las trazas que pueden dejar el deshuesado automático. El proceso de deshuesado es totalmente manual, artesanal y se hace de manera individual (ciruela a ciruela) con un punzón adecuado para la función.

d) Trituración de la pulpa: El proceso consiste en meter la pulpa a una máquina artesanal donde tiene un cajón para depositar la pulpa, una malla para separar la masa y el jugo en la cual se procesa en los dos rodillos dentados girando, esto tritura la pulpa obteniendo el jugo de primera calidad, luego procesan nuevamente la masa que quedo en la malla juntando más los rodillos dentados y así obtienen un jugo de segunda calidad.

e) Extracción de aceite: Este proceso es el que se desea implementar en base al estudio de los procesos mecánicos de extracción de aceite que se analizarán en el proyecto. El aceite crudo que se obtendrá, estará compuesto por aceite, agua y carbohidratos principalmente, por lo que no logra alcanzar una categoría alta para el consumo humano y por lo que es necesaria una refinación posterior para cambiar sus propiedades.

Por otra parte existe también la extracción química la que se logra por solventes se realiza con hexano seguido de un neutralizado, blanqueado y deodorizado. Este logra una aceite para el consumo humano pero de menor calidad debido que se pierden partes de sus propiedades debido a las reacciones químicas del proceso.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

En el procesamiento y producción de los alimentos es necesario analizar el estado de la materia prima y del producto final. Para la materia prima (cuesco de ciruela) se debe considerar características tanto geométricas (alto, ancho, espesor), como mecánicas (resistencia a la rotura, viscosidad), para su debido tratamiento industrial; así mismo, se debe considerar cuales son las características que se requiere del producto final, como su forma o estado (sólido, líquido, gaseoso) y lograr el desarrollo del proceso tecnológico adecuado.

3.1) Parámetros de selección: La selección de la alternativa se basará en el planteamiento de parámetros de funcionamiento y costos, que cumplan en mayor parte con los requerimientos para el procesamiento del cuesco de ciruela. Los parámetros considerados son los siguientes.

a) Grado de reducción: Es el tamaño necesario para que los cuescos se trituren con la semilla lo más homogéneas posible, para facilitar el trabajo posterior en el tornillo extrusor.

b) Facilidad de operación: Facilidad y capacidad de operar la maquina por el usuario, evitando riesgos de trabajo como accidentes o daños a la propia máquina por la complejidad de su operación.

c) Fabricación: Parámetro que se basa en la facilidad de construcción de sus partes y piezas.

d) Partes y piezas: La cantidad de elementos que conforman su conjunto; a menor cantidad de elementos y de fácil construcción, mayor puntuación.

e) Montaje: La técnica de montaje debe ser coordinada y coherente para que las partes y piezas puedan ser montadas según el diseño.

f) Facilidad del mantenimiento: Factor fundamental que garantiza el buen desempeño y correcto funcionamiento de la máquina, que pueda ser ejecutado por el usuario sin la necesidad de conocimientos técnicos de un especialista.

g) Costo: Factor fundamental para la toma de decisiones, en el cual se considera la capacidad de financiamiento para el desarrollo desde el proceso de diseño hasta la construcción y fabricación de la máquina. A mayor puntuación, es un mejor beneficio costo.

h) Seguridad: Parámetro que garantiza la seguridad de manipulación del equipo.

En la tabla 3.2 se realiza la selección más apropiada, según la siguiente puntuación:

Tabla 3. 2 puntuación.

Regular (puntos.)	Bueno (puntos.)	Muy bueno (puntos.)
1	2	3

3.2) Molienda: Es el primer proceso mecánico, que tiene como objetivo triturar el cuesco con la semilla, para que posteriormente sea manipulada en el siguiente tratamiento de extracción, para obtener el aceite.

3.3) Tipos de molinos: Se utilizan principalmente tres tipos de molinos en la agroindustria, según su principio para el desmenuzamiento:

- a. Molinos de discos.
- b. Molinos de martillos.
- c. Molinos de rodillos.

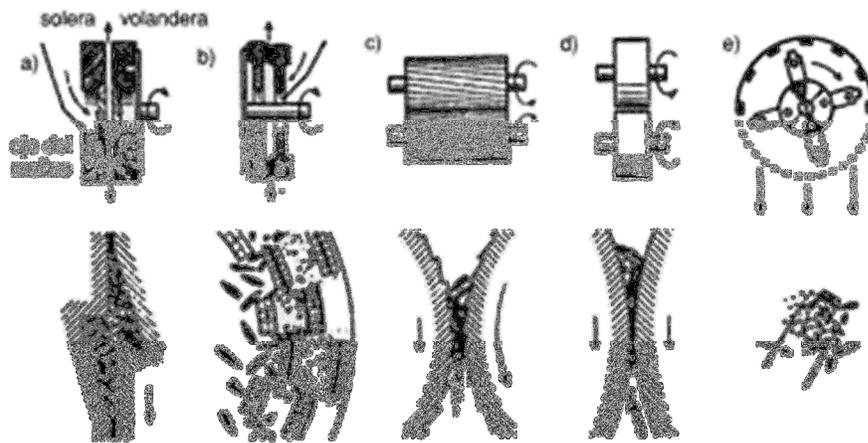


Figura 3.1 Diferentes tipos de molinos: a) de piedras; b) de discos metálicos; c) de cilindros o rodillos estriados; d) de rodillos lisos, y e) de martillos

Fuente: Ortiz Cañavate, Jaime; *Las máquinas agrícolas y su aplicación*; 6ta. Edición, 2003.

a) Molino de discos: Molinos que tienen como principio la molienda a través de dos o tres placas o platos, una o dos giratorias que muele el producto por acción de fricción y aplastamiento. Los discos pueden estar en posición vertical u horizontal, los cuales poseen nervaduras cortantes sobre las superficies de acción, a través de los cuales muele la materia prima. Se debe evitar el uso en vacío debido a que pueden frotarse entre las superficies de contacto de los discos y causar desgastes excesivos y daños permanentes.



Figura 3.2 Molino manual de platos (discos).

Fuente: Ghosh, Biswa Nath. *Maquinaria para el procesamiento de cosechas*. Primera edición. 1986.

Ventajas.

- Reducción de partículas para frutos secos o húmedos.
- Sistema de alimentación es sencillo.
- Usado habitualmente para molienda gruesa y media.
- Fácil mantenimiento.

Desventajas

- Tamaño de las partículas no es controlable y homogéneo.
- Para una molienda fina, es más costoso.
- Estas superficies de corte tienden a un mayor desgaste.
- Requiere de discos de corte de elaborada construcción.
- El grado de finesa depende del disco que se use.

b) Molino de martillos: Este molino tritura material que tiende a ser fácilmente reducido a pequeños pedazos, por medio de impactos contra un martillo rotatorio (el cual típicamente trabaja a 750 RPM y 1800 RPM). El material resultante es luego presionado contra un plato sólido y rugoso el cual reduce aún más el tamaño de los fragmentos. Finalmente, este material es lanzado hacia una parilla que filtra los pedazos más grandes para que inicien otro proceso de trituración hasta que alcancen el tamaño deseado. Durante todo este proceso el material es impactado por los martillos y por las paredes del molino.

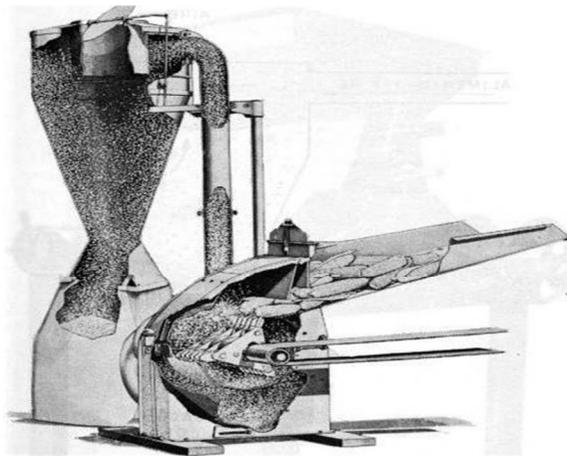


Figura 3.3 Molino de martillos,

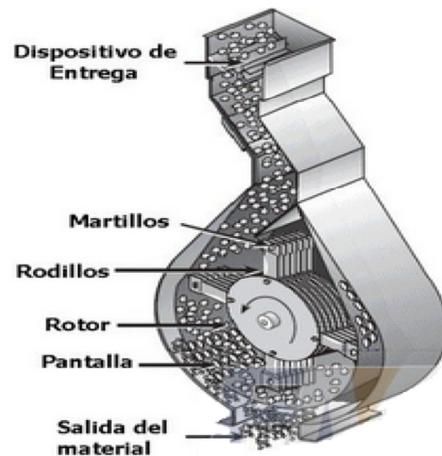


Figura 3.4 partes principales.

Estos molinos son fáciles de limpiar y operar, además permiten cambiar sus tamices, y operan en un sistema cerrado reduciendo el riesgo de explosión y contaminación cruzada.

Ventajas.

- Pueden operar continuamente.
- Operación de mantenimiento es sencilla.
- Apto para molienda en seco.
- El producto se muele continuamente en la “cámara de molido” hasta que pueda filtrar la criba.
- Alimentación del producto puede ser por los lados o sobre el rotor.

Desventajas

- Las partículas deben pasar por la criba, con materiales fibrosos puede embotarse y no moler todo el volumen.
- Su funcionamiento es alto en vibraciones.
- Necesita de un alto esfuerzo de par del motor.
- Carga adicional cuando la materia prima se mantiene en la cámara de molido, para lo cual requiere una potencia considerable.

c) Molino de rodillos: La reducción del tamaño de la materia prima se basa en el aplastamiento ejercido por la presión entre los rodillos giratorios y el fruto.

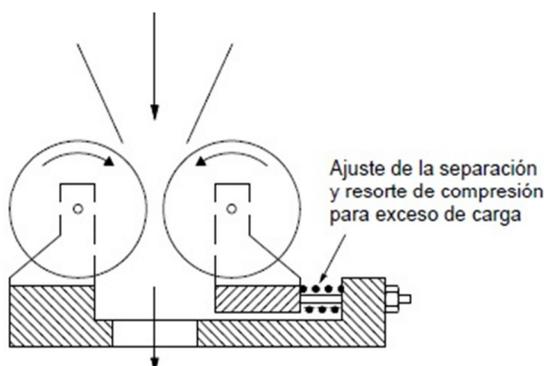


Figura 3.5 Separación de rodillos



Figura 3.6 Molino de rodillos.

El tamaño de la trituración se controla a través de la distancia o espacio entre los rodillos giratorios. Las superficies de los rodillos pueden ser lisas, con dentado o moleteadas, esto dependerá de la acción de agarre que necesite el molino para el desmenuzamiento del fruto.

En la agroindustria en su mayoría se utilizan los molinos con rodillos moleteados, los cuales tienen mayor roce con el fruto.

Ventajas.

- Pueden operar continuamente.
- Control del tamaño de las partículas, con la regulación del espacio de separación de los rodillos.
- El tamaño de las partículas es homogéneo.
- El tiempo de vida útil es alto.
- El desgaste de los rodillos no es excesivo, y se puede compensar con un ajuste en la separación de los mismos.

Desventajas.

- El contenido de aceite del fruto debe ser considerable.
- Sistema de alimentación puede embotarse.
- Necesita de un sistema de reducción de velocidad, costo considerable.

3.4) Estudio y Selección de alternativas molienda: El estudio se basa en una breve descripción de cada una de las alternativas que han sido consideradas en los tipos de molinos. En la cual se expone de manera general las ventajas y desventajas de las soluciones que tengan mayor ponderación de los parámetros fundamentales para el proceso de transformación planteado.

Tabla 3. 2 Parámetros y selección de alternativa de molinos.

Parámetros	Alternativa 1 Molino Disco	Alternativa 2 Molino Martillo	Alternativa 3 Molino Rodillo
1.Grado de reduccion	1	2	3
2.Facilidad de operación	1	2	3
3.Fabricacion	1	1	2
4.Partes y piezas	2	2	2
5.Montaje	1	3	2
6.Facil mantenimiento	2	2	3
7.Costo	1	2	3
8.Seguridad	3	3	3
Total	12	17	21

Por lo tanto, la alternativa 3, “Molino de Rodillos”, es la máquina que ofrece mejores características para desarrollar el proyecto, en su primer proceso de transformación de la materia prima, cuyo objeto es la reducción del tamaño.

3.5) Extracción: Es el proceso donde se separa el aceite de la masa restante (torta), su objetivo es extraer los ácidos grasos de las partículas obtenidas anteriormente producto de la trituration.

En base a los parámetros establecidos en el proyecto se elegirá un proceso de extracción que cumpla todas las necesidades establecidas sobre el ciruelo europeo.

3.6) Tipos de extracciones

- a. Prensa hidráulica.
- b. Tornillo simple.
- c. Tornillo doble.

a) Prensa hidráulica: El método de uso es manual, con el empleo de una prensa o gata hidráulica, un cilindro perforado, y una placa conectada al pistón de la gata hidráulica. Su principio de funcionamiento es la compresión que transmite la acción del pistón hacia las frutas contra las paredes del cilindro perforado, las frutas se rompen y se comprimen, exprimiendo el fruto para la extracción del aceite.



Figura 3.7 Prensa hidráulica.

Ventajas.

- Bajo costo.
- Fácil utilización.
- Sencilla elaboración.
- Fácil mantenimiento.

Desventajas.

- El proceso no es continuo,
- El uso y producción depende de la intervención de la fuerza generada por el operador.
- El proceso no garantiza la extracción de la mayor cantidad de aceite posible.
- Produce mucho desecho que puede ser útil para una mejor extracción.

b) Tornillo simple: El tornillo simple consiste en un solo husillo que gira libremente dentro de un cilindro, barril o camisa; estos dos elementos interactúan a manera de una bomba elevando la presión de la mezcla, extrayendo el aceite y drenándolo a través de las ranuras u orificios y liberando la torta por medio de un agujero llamado dado.

Para elevar la presión en un tornillo simple existen variaciones de geometría que influyen directamente en el comportamiento de la mezcla mientras permanece dentro del cilindro, además la forma del tornillo también influye en la potencia requerida para la extrusión y por ende en el calor generado.

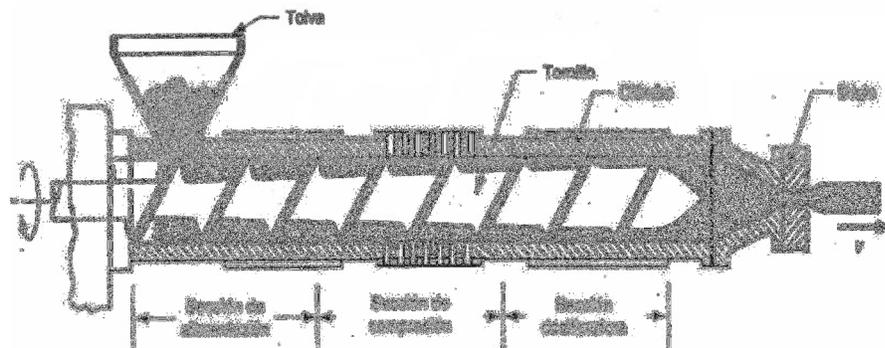


Figura 3.8 Corte longitudinal de un tornillo simple estándar.

En la figura 3.8 se aprecia las tres secciones antes descritas de un tornillo simple estándar, la zona de alimentación, la zona de medición o compresión, la zona final o dosificadora.

Desde la zona de alimentación hasta la zona dosificadora la compresión aumenta progresivamente y en ésta última es donde la mayoría de la energía mecánica es disipada, causando que la temperatura de las semillas se incremente rápidamente transformándola de un estado granular, a un estado de masa plástica, esta masa estará compuesta de parte líquida y sólida, las cuales se separarán por medio de los agujeros en la camisa y a través del dado, respectivamente.

Ventajas.

- Producción continua.
- Costo moderado.
- Extracción de la mayor cantidad de aceite de la fruta.
- Fácil mantenimiento.
- Montaje de partes y piezas es fácil, dependiendo del diseño.

Desventajas

- Debido a disponer de un solo eje, necesita de alimentación continua, caso contrario las últimas frutas no son procesadas.
- La zona de compresión puede generar excesiva presión.

c) Tornillo doble: Un extrusor de tornillo doble consiste en dos husillos que giran ya sea en el mismo sentido o en sentido contrario, dentro de una misma camisa, esto permite una mejor mezcla de material y una mejor eficiencia en lo que respecta a la energía mecánica de entrada, sin embargo el diseño es bastante complejo en función de que teóricamente existen diferentes disposiciones de operación de los mismos. En el diseño de estos tornillos la geometría variable no es posible dado que los dos tornillos deben ser solidarios entre sí, es decir, no se podría tener configuraciones cónicas en este tipo de tornillo.

En la presente investigación ha resultado escasa la información que respalde el diseño de este tipo de tornillo, sin embargo, es importante mencionar que existen los mismos. De ahí que el principio de funcionamiento es similar que los tornillos simples, es decir, existen las tres zonas típicas de un tornillo: alimentación, compresión y dosificación.

Uno de los puntos que más se ha tomado en consideración es el hecho que al tener un tornillo de este tipo, hay varias restricciones conocidas: además de necesitar un sistema motriz único se requiere una disposición compleja en el mecanismo motriz de ambos ejes, ya que los dos giran al mismo tiempo.

Además la posibilidad de tener dos tornillos duplica el costo de la máquina primero porque se necesita construir dos tornillos y segundo porque la camisa contenedora debe tener una disposición particular a la forma de los tornillos.

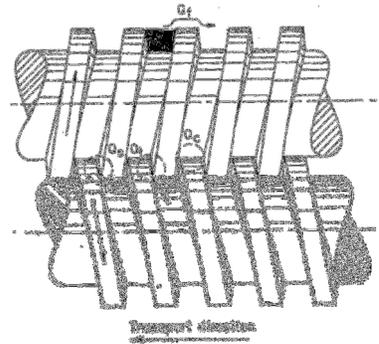


Figura 3.9 tornillo doble estándar.

Ventajas.

- Producción continua.
- Bombeo positivo, pueden producir productos largos y uniformes.
- Puede manejar materiales muy viscosos.
- El extrusor dispone de dos ejes en un solo cilindro, el interior se limpia por barrido y exprime todo el producto.
- Pueden manejar una amplia gama de tamaños triturados.

Desventajas

- Costo alto.
- Difícil construcción de partes y piezas.
- Complicado montaje y mantenimiento.

3.7) Estudio y selección de alternativas de extracción: El estudio se basa en una breve descripción de cada una de las alternativas que han sido considerados anteriormente. En la cual se expone de manera general las ventajas y desventajas de las soluciones que tengan mayor ponderación de los parámetros fundamentales para este proceso.

La selección de la alternativa se basa en el planteamiento de parámetros de funcionamiento y costos, que cumplan en mayor parte con los requerimientos para el procesamiento de la extracción de aceite del ciruelo europeo. Los parámetros considerados son los propuestos en el apartado en la sección 3.1.

En la siguiente tabla se realiza la selección más apropiada según los parámetros expresados, dando un valor a cada uno.

Tabla 3.3 Parámetros y selección de alternativa para la extrusión

Parámetros	Alternativa 1 P. hidráulica	Alternativa 2 Tornillo simple	Alternativa 3 Tornillo doble
a) Extracción.	1	3	3
b) Capacidad de producción.	3	2	3
c) Facilidad de operación.	1	3	1
d) Fabricación.	1	3	2
e) Partes y piezas.	2	3	1
f) Montaje.	1	3	1
g).Facilidad de mantenimiento.	2	3	1
h) Costo.	1	3	1
i) Seguridad.	3	2	3
Total	15	25	16

Por lo tanto, la alternativa 2, “Extrusor de tornillo simple”, es el proceso y método que ofrece las mejores características para desarrollar el proyecto, en el proceso de extracción de aceite del ciruelo europeo.

CAPÍTULO 4

CÁLCULO, Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS NECESARIOS PARA LA EXTRACCIÓN DE ACEITE DE CIRUELA.

4.1) Rodillos moledores: El prototipo de máquina que se analiza está formado por dos rodillos de acero inoxidable AISI 304 que giran uno hacia otro. La finalidad de este tipo de molino es que los cuescos de ciruela sean atrapados y arrastrados entre los rodillos, sufriendo una fuerza de compresión la cual permitirá la trituración.

4.1.2) Ensayo de compresión: Para obtener la fuerza de compresión, se realizó un ensayo en el Laboratorio CIPA, Universidad del Bío-Bío.

La fuerza de compresión necesaria para vencer la resistencia al aplastamiento que presenta el cuesco de ciruela es un parámetro fundamental en el diseño de los elementos necesarios para la extracción de aceite.

Al cuesco, se lo aplastó en la máquina de ensayos de compresión INSTRON, obteniéndose como resultados los siguientes:

ENSAYO DE COMPRESIÓN.

Tabla 4.1 Resistencia al aplastamiento que presenta el cuesco de ciruela.

CUESCO	FUERZA DE COMPRESIÓN (NEWTON)
CUESCO 1	643
CUESCO 2	650
CUESCO 3	610
CUESCO 4	511
CUESCO 5	476

La tabla muestra la fuerza de compresión que tiene cada cuesco al ser aplastado, razón por la cual se debe tomar el valor más alto de la fuerza estática de compresión F_c , para el diseño.

$$F_c = 650 \text{ (N)}$$

4.1.3) Deducción Experimental de coeficiente de fricción estático (μ_s): Al considerar el deslizamiento de un cuerpo sobre un plano inclinado, se observa que al variar la inclinación de dicho plano, el objeto inicia el movimiento al alcanzar un ángulo de inclinación crítico (figura 4.1).

Esto es debido a que al aumentar la inclinación, se reduce paulatinamente la componente perpendicular del peso, la fuerza normal (N), que es proporcional al coseno del ángulo de inclinación, (ecuación 4.1). De este modo, un coeficiente de rozamiento dado entre dos cuerpos equivale a un ángulo determinado, que se conoce como ángulo de rozamiento.

Para realizar esta deducción se utilizó los siguientes elementos:

- Una plancha de acero SAE1020 de (50 x 15) mm con un moleteado de 0,5 mm.
- 1 cuesco de ciruela.
- 1 graduador.

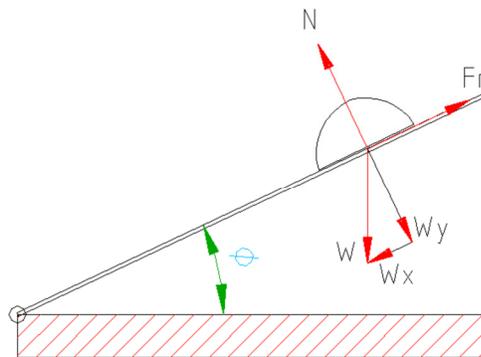


Figura 4.1 Cuesco de ciruela en plano inclinado.

Se levantó la plancha de acero hasta que cada elemento tienda a resbalar por la rampa, los valores medidos se muestran en la tabla 4.2:

Tabla 4.2 Ángulo al cual el cuesco de ciruela comienza a deslizarse.

PRUEBAS	PRUEBA 1 (Grados)	PRUEBA 2 (Grados)	PRUEBA 3 (Grados)	MEDIA (Grados)
CUESCO	55°	52°	56°	50°

Angulo promedio: 53°

Con este valor obtenido calculamos el valor del coeficiente estático de fricción utilizando la ecuación 4.3:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_R = (m * g * \sin \theta) \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N = (m * g * \cos \theta) \quad (\text{Ecuación 4.2})$$

Si: $F_R = \mu * N$

Entonces:

$$F_R = \mu * (m * g * \cos \theta)$$

$$(m * g * \sin \theta) = \mu * (m * g * \cos \theta)$$

$$\mu = \tan \theta \quad (\text{Ecuación 4.3})$$

$$\mu = \tan 53^\circ$$

$$\mu = 1,32.$$

4.1.4) Diseño de rodillos trituradores.

a) Longitud de los rodillos: Considerando el diámetro mayor en el cuesco, y la propuesta que se hace es que los rodillos puedan triturar 6 cuescos al mismo tiempo, se puede considerar una longitud de:

$$L = 6 * 25 \text{ mm} = 150 \text{ (mm)}.$$

b) Diámetro de los rodillos: Debido al tamaño que presenta el cuesco es necesario dimensionar un diámetro mínimo requerido para el rodillo que cumpla con la función de atrapar y luego triturar el cuesco de ciruela. El diámetro mínimo requerido se obtiene con el código ASME en la ecuación 4.6, teniendo en cuenta que:

$$D^3 = \frac{16}{\pi * \tau_d} \sqrt{(K_S * T)^2 + (K_M * M)^2} \quad (\text{Ecuación 4.4})$$

Donde:

$\tau_d =$ Esfuerzo admisible (N/mm^2).

$T =$ Momento torsor (Nmm).

$M =$ Momento flector (Nmm).

$K_s =$ Coeficiente de choque respecto al torque.

$K_m =$ Coeficiente de choque respecto a la flexión.

$D_r =$ Diámetro mínimo del rodillo (mm).

Para el cálculo del diámetro de los rodillos es necesario primero calcular el torque que se necesita para triturar los cuescos.

Torque ejercido por el cuesco en los rodillos: El torque ejercido se obtiene de la ecuación 4.7 que posteriormente se multiplicará por 10, ya que es la condición más desfavorable para los rodillos, que pueden triturar 10 cuescos a lo largo de ellos, si los cuescos se ubicaran en estos de forma erguida y de costado.

Como el torque se obtiene del producto entre la fuerza de roce y el radio del rodillo se obtiene:

$$\text{Si: } F_R = \mu * N$$

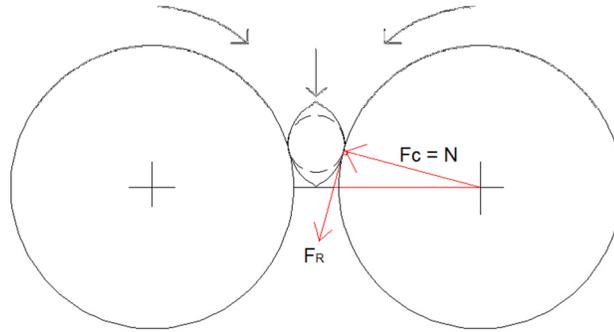


Figura 4.2 Fuerzas que generan torque en el rodillo.

$$T = \mu * N * r$$

$$T = \mu * F_c * r$$

(Ecuación 4.5)

Donde:

T = Torque que es ejercido por el cuesco (Nm).

μ = Coeficiente de rozamiento.

F_c = Fuerza de compresión (N).

r = Radio del rodillo (m).

Así se obtiene:

$$T = 1,32 * 650N * 10 * D/2$$

$$T = 4.290D \text{ (Nmm)}.$$

Por consiguiente ahora se necesita conocer el momento flector máximo, el cual se calcula con el software MDSOLIDS según los siguientes diagramas:

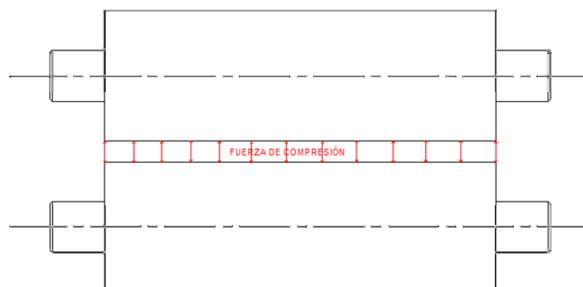


Figura 4.3 Distribución de la carga ejercida por el cuesco a los rodillos.

Como en el ensayo con la prensa Instron se obtuvo la fuerza de compresión sobre una longitud de 25 mm. (Diámetro mayor del cuesco de ciruela. Figura 4.4).

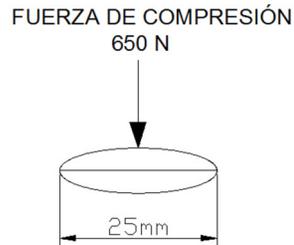


Figura 4.4 Fuerza de compresión sobre el cuesco de ciruela.

Para determinar las fuerzas que actúan sobre el rodillo triturador es necesario primero hacer un cálculo de reacciones (figura 4.5).

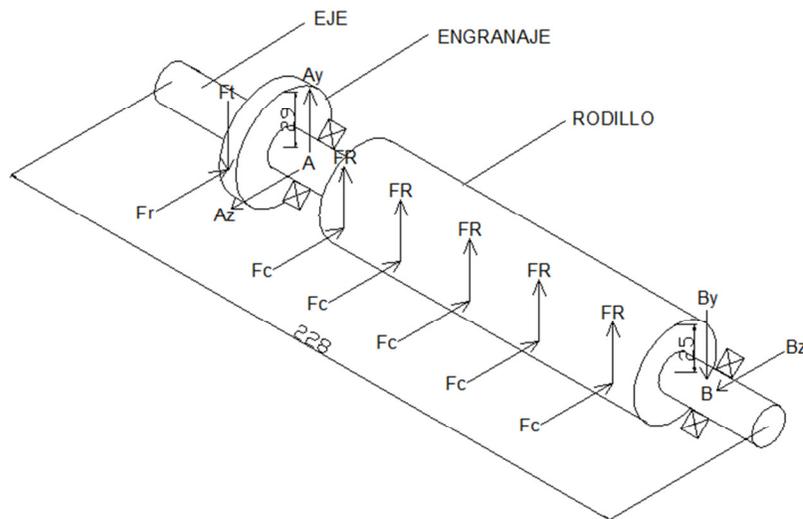


Figura 4.5 Fuerzas que actúan sobre el eje de los rodillos.

Donde:

F_c = Fuerza de compresión de los rodillos (N).

F_r = Fuerza radial (N).

F_t = Fuerza Tangencial (N).

FR = Fuerza de roce ejercida por la superficie moleteada de los rodillos (N).

A_z = Fuerza de reacción del apoyo A en el eje Z (N).

A_y = Fuerza de reacción del apoyo B en el eje Y (N).

B_z = Fuerza de reacción del apoyo B en el eje Z (N).

B_y = Fuerza de reacción del apoyo B en el eje Y (N).

La fuerza ejercida sobre el diente del engranaje de transmisión del rodillo se descompone con un ángulo de 20° , resultando de esto una fuerza radial y otra tangencial.

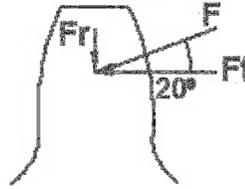


Figura 4.6 Fuerzas que actúan en el diente del engranaje.

Como:

$$FR = 10 * 650 N * 1.32 = 8.580 N.$$

$$\left(\sum Torque = 0\right); T1 = T2$$

$$F_t * 0.029 = 8580 * 0.025$$

$$F_t = 7396 (N).$$

$$F_r = F_t \tan 20^\circ = 7396 \tan 20^\circ = 2.692 (N).$$

$$Torque = 7396 * 0.029 + 8580 * 0.025 = 429 (Nm).$$

Con los siguientes datos:

$$P_1 = 7.396 (N).$$

$$F_{ROCE} = 858 N = \frac{858}{15mm} = 57,2 \frac{N}{mm} = w_1$$

$$l = 150 (mm).$$

Plano X-Y

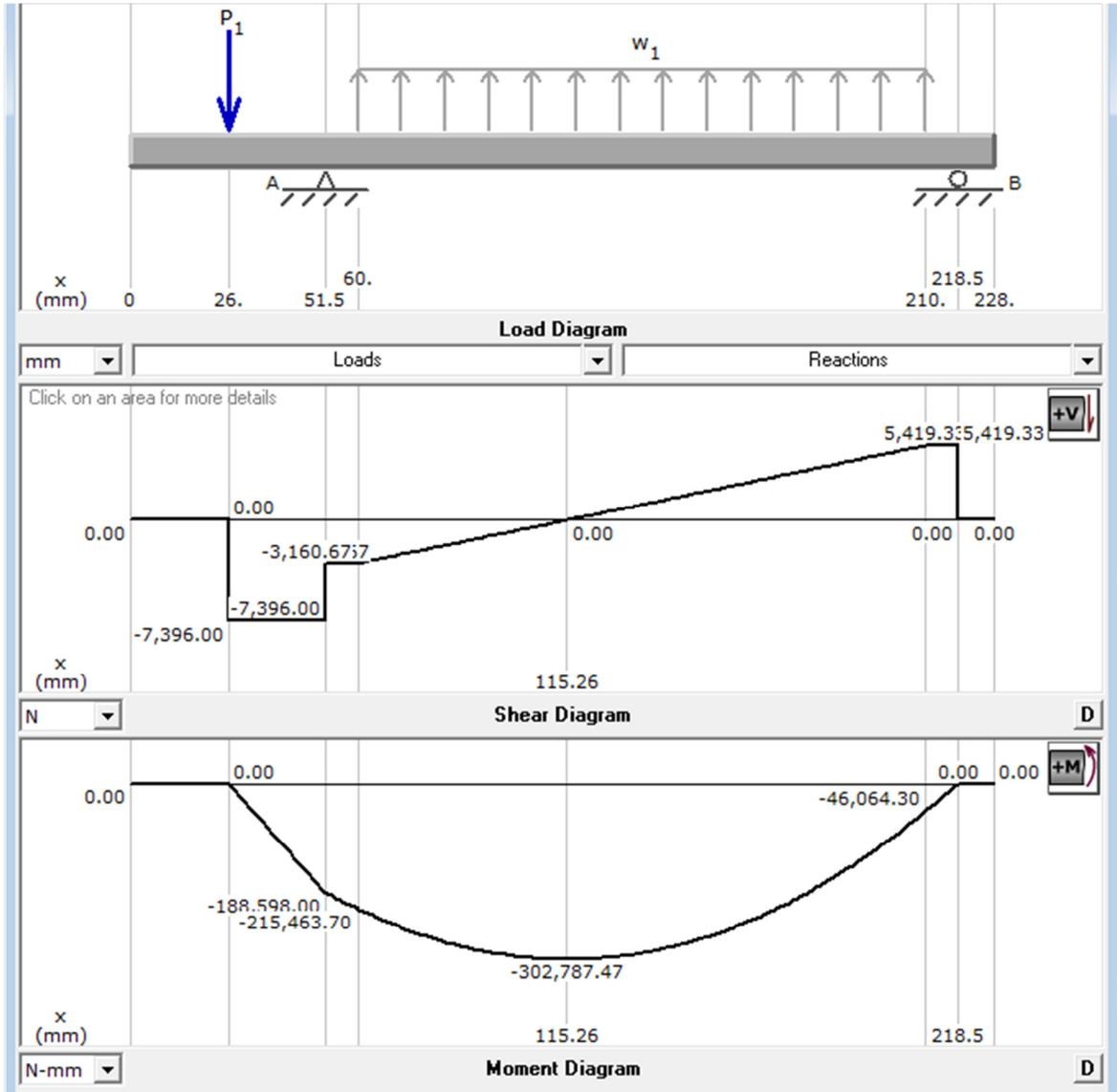


Figura 4.7 Diagrama de cargas, corte y momento flexionante.

Plano X-Z

Con los siguientes datos:

$$P_1 = 2.692 \text{ N.}$$

$$F_c = 650 \text{ N.} = \frac{650 \text{ (N)}}{15 \text{ (mm)}} = 43,3 \text{ (N/mm)} = w_1$$

$$l = 150 \text{ mm.}$$

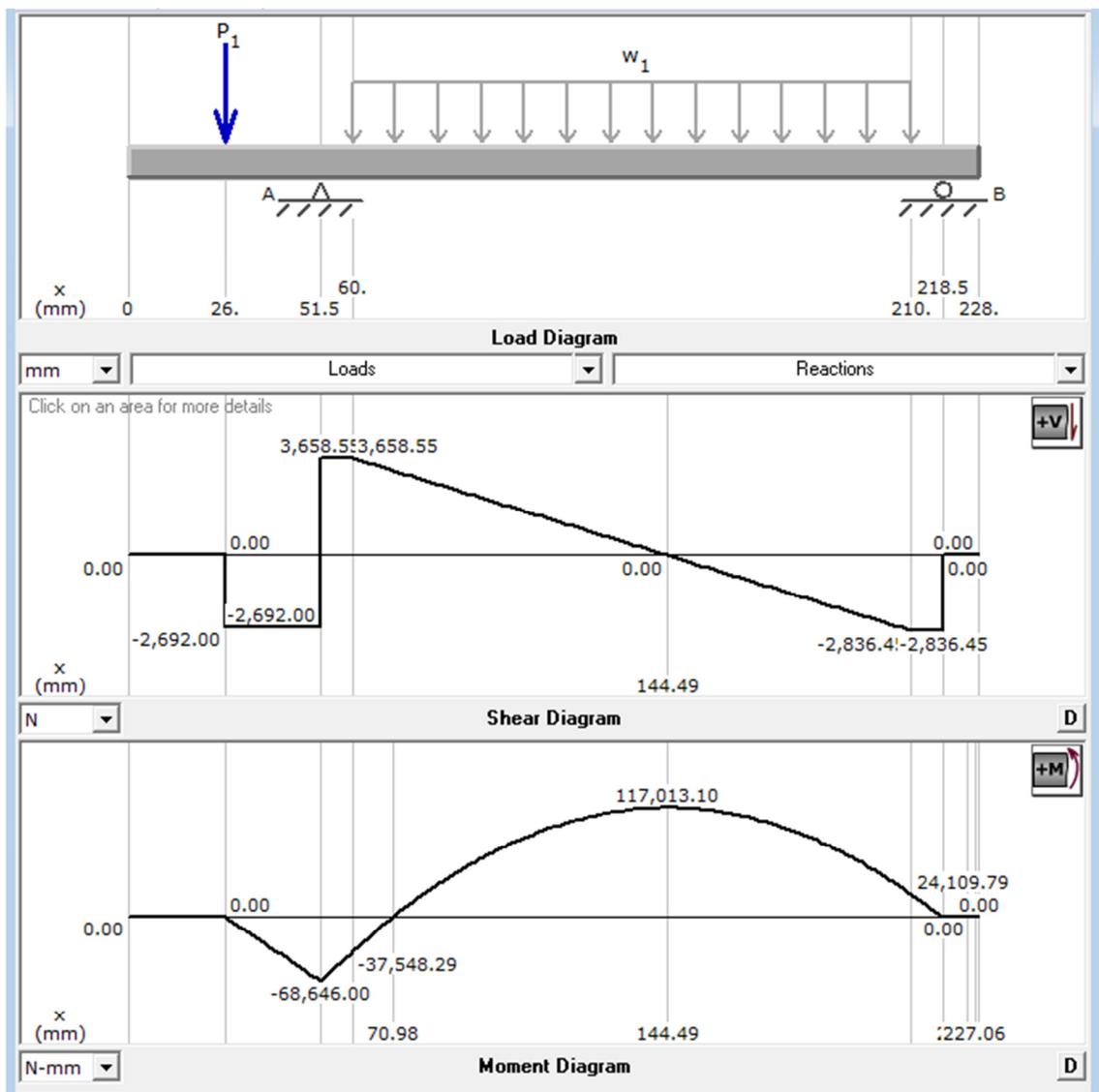


Figura 4.8 Diagrama de cargas, corte y momento flexionante.

De esta manera se sabe que el momento flector máximo es:

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{XZ}^2} = 324.611 \text{ (Nmm)}.$$

El cálculo del esfuerzo admisible, se obtiene de las características del material de trabajo, que será acero inoxidable AISI 304 para ejes, ya que es uno de los más utilizados en la agroindustria:

$$\tau_d = 93 \text{ N/mm}^2$$

Ahora finalmente se calcula el diámetro de la siguiente manera si se considera un K_s y K_M igual a 1.5 se tiene:

$$D^3 = \frac{16}{\pi * 93 \text{ N/mm}^2} \sqrt{(1.5 * 4.290D)^2 + (1.5 * 324.611 \text{ Nmm})^2} = 31 \text{ mm}.$$

Con esta dimensión se sabe que el rodillo será capaz de soportar los esfuerzos de compresión necesarios para triturar el cuesco de ciruela. Sin embargo se debe aumentar su diámetro a 50 mm para que estos sean capaces de atrapar el cuesco y este no resbale sin ingresar a la zona de compresión donde serán triturados. Para esto se efectuaron los siguientes cálculos de acuerdo a las siguientes estimaciones.

Se verificó experimentalmente en el prototipo de los rodillos que la mayor probabilidad de posición de los cuescos antes de triturarse en los rodillos es de manera tendida y de costado (Figura 4.9).

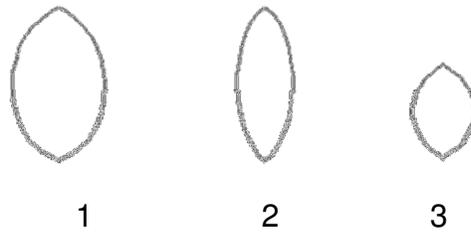


Figura 4.9 posiciones de ingreso a la zona de compresión de los rodillos.
 1) Erguida y de frente. 2) Erguida y de costado. 3) Tendida y de costado.

De acuerdo con esto los rodillos trituraran el cuesco de la siguiente manera.

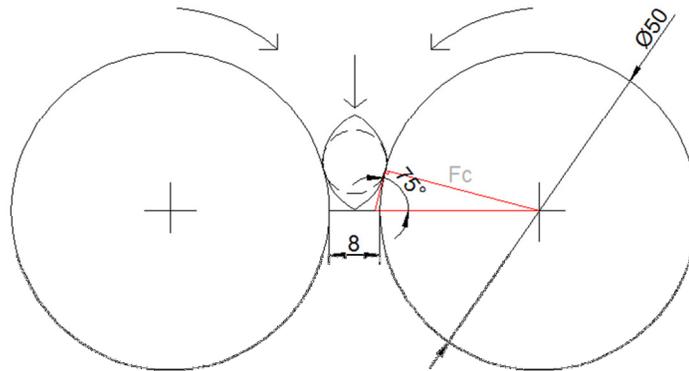


Figura 4.10 rodillos al inicio de la compresión del cuesco de ciruela.

Para determinar si el cuesco ingresará a la zona de compresión de los rodillos para poder triturarlos, se calcula la fuerza resultante en el eje y, ya que esta fuerza de tener sentido hacia abajo empujará al cuesco para su aplastamiento. Para ello se plantea el DCL en el punto tangencial de contacto entre el rodillo y el cuesco.

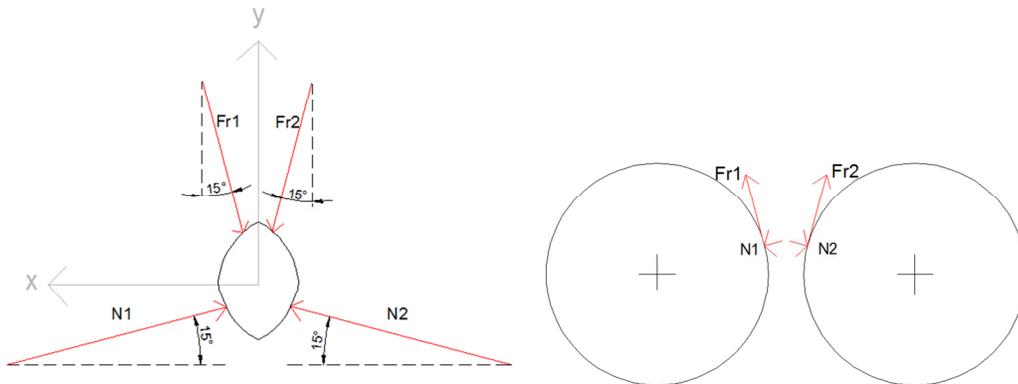


Figura 4.11 Diagrama de cuerpo libre del cuesco de ciruela y las reacciones en el rodillo al momento de comprimirse.

Donde:

$N_1 = N_2 = \text{Fuerza normal de compresión de los rodillos (N)}$.

$F_r1 = F_r2 = \text{Fuerza de roce ejercida por la superficie de los rodillos (N)}$.

Si:

$N = F_c = 650 \text{ N}$.

Si $F_r = \mu * F_c$

$F_r = 1.32 * 650 \text{ N}$.

$F_r = 858 \text{ N}$.

Por lo tanto:

$\sum F_y \neq 0$

$F_c \text{sen}15^\circ - F_r \text{cos}15^\circ = -660,5 \text{ N}$.

Lo que demuestra que la fuerza resultante es la suficiente para empujar al cuesco hacia abajo y este pueda ser triturado.

4.1.5) Cálculo de la velocidad angular de los rodillos: Este cálculo se basará en la cantidad de kilogramos de cuescos disponibles a triturar.

Si se disponen de 68 árboles de ciruelo europeo, los que en promedio por árbol producen 25 kg. de ciruelas, y si cada ciruela pesa 80 gr. y su cuesco 30 gr.

Por lo tanto se tienen 640 kg. de cuescos de ciruela para triturar. Se estima que esta cantidad se procesará en un turno de 8 horas.

De acuerdo con esto los rodillos deberán tener una capacidad de 1,33 kg/min, la misma capacidad que deberá tener el tornillo extrusor para que tanto el proceso de trituración como el de extrusión operen coordinadamente en forma continua.

Para cumplir con lo expresado anteriormente se estima que es más probable que los rodillos trituren 6 cuescos en línea y de manera tendida y de costado (figura 4.12).

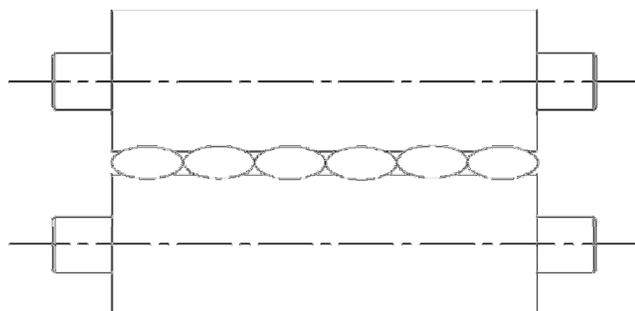


Figura 4.12 Cuescos tendidos a lo largo de los rodillos.

Si el diámetro de los rodillos es de 50 mm. y por ende su perímetro es de 157 mm. Si los rodillos al rotar una distancia de 15 mm. Trituran 6 cuescos de ciruela, se tiene:

157 mm (de rotación) \longrightarrow 1 revolución completa.
 15 mm. (de rotación) \longrightarrow 0.095 revoluciones.

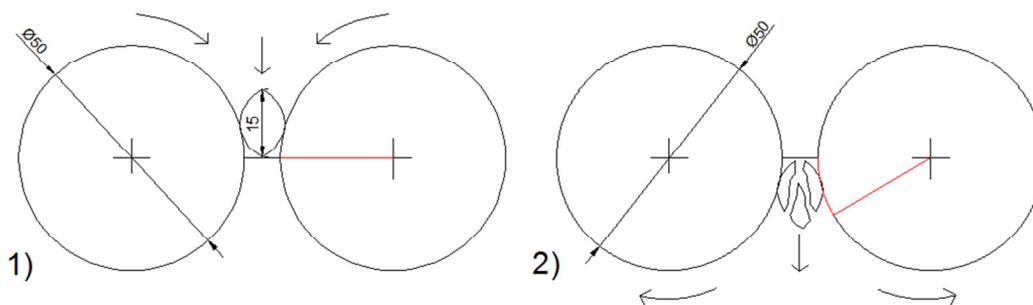


Figura 4.13 Revolución por cueco triturado.

De la misma manera sí:

0.095 rev. \longrightarrow Trituran 6 cuescos = 0,18 kg.
 X rev. \longrightarrow Trituran 44,33 cuescos = 1,33 kg.

Por lo tanto, con 3,9 revoluciones los rodillos triturarán 1,33 kg. en 1 minuto para que opere a la misma capacidad del tornillo extrusor y el proceso sea continuo.

Finalmente :

$$W_f = 2\pi \left(\frac{3,9 \text{ rpm}}{60} \right) = 0,4 \text{ (rad/s)}.$$

4.1.6) Cálculo de potencia necesaria para accionar los rodillos con la carga.

Para el cálculo de la potencia se utiliza la ecuación 4.8.

$$P_o = T * W_f \quad \text{(Ecuación 4.6)}$$

Donde:

P_o = Potencia necesaria de trabajo de los rodillos (HP).

T = Torque que es ejercido por el cuesco (N.m).

W_f = Velocidad angular (rad/s).

Se necesita primero conocer el torque con el diámetro del rodillo anteriormente calculado.

$$T = 4.290D \text{ (Nmm)}.$$

$$T = 4.290 * 50 \text{ Nmm}.$$

$$T = 214,5 \text{ Nm}.$$

Finalmente:

$$P_o = 214,5 \text{ Nm} * 0,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 85,8 \text{ W}.$$

$$P_o = 0,12 \text{ HP}.$$

4.1.7) Cálculo de la chaveta: El tipo mas común de cuñas para ejes, hasta 6,5 pulgadas de diámetro, es una cuña cuadrada, la cual se ilustra en la figura.

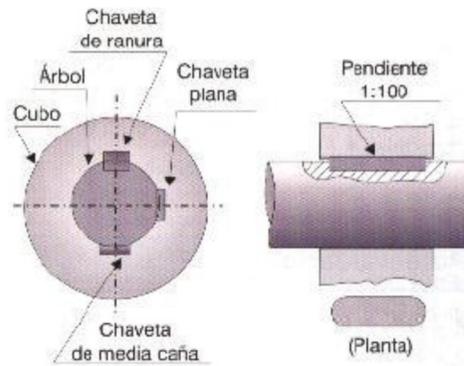


Figura 4.14 Chaveta cuadrada.

Se analiza la cuña de tipo plana, ya que el objetivo es que transmita el par de torsión completo.

La tabla muestra las dimensiones preferidas de cuñas paralelas, en función del diámetro del eje, tal como se especifican en la norma ANSI B17.1-1967.

Tabla 4. 3 Dimensiones en pulgadas de cuñas cuadradas y rectangulares estándar.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña	
Mas de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H
5/16	7/16	3/32	3/32
7/16	9/16	1/8	1/8
9/16	7/8	3/16	3/16
7/8	1 1/4	1/4	1/4
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8

Fuente: SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAWHILL/Interamericana editores, Año 2002, pág. 516.

Como se producen una serie de fuerzas opuestas que someten a la cuña a un esfuerzo cortante directo a través de la sección transversal, $W = H$, entonces el esfuerzo se determina de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{D \cdot W \cdot L} \quad (\text{Ecuacion 4.7})$$

En los diseños se puede igualar el esfuerzo cortante y el esfuerzo de diseño , según la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo se tiene:

$$\tau = \frac{0,5 \cdot S_y}{n_s} \quad (\text{Ecuacion 4.8})$$

Despejando:

$$L = \frac{2 \cdot T \cdot n_s}{0,5 \cdot S_y \cdot D \cdot W}$$

Donde:

T = Torque ejercido por el reductor (Nm)

n_s = Factor de seguridad

S_y = Resistencia a la fluencia (Pa)

D = diámetro del eje (m)

W = ancho de la cuña (m)

H = Altura de la cuña (m)

Para el cálculo del largo de chaveta se tiene:

Acero inoxidable AISI 304.

$$S_y = 700 \text{ Mpa.}$$

$$n_s = 3$$

$$T = 214,5 \text{ Nm.}$$

$$D = 0,02 \text{ m.}$$

$$W = H = 3/16" = 4,76 \text{ mm.}$$

Según la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo, se obtiene la siguiente longitud (Ecuacion 4.7).

$$L = \frac{2 * T * n_s}{0,5 * S_y * D * W} \quad (\text{Ecuacion 4.9})$$

$$L = \frac{2 * 214,5 * 3}{0,5 * 700 * 10^6 * 0,02 * 0,0047} = 0,039 \text{ m} = 39,11 \text{ mm}.$$

4.1.8) Cálculo del rodamiento: Se realiza el análisis de esfuerzos en los rodamientos con el software MDSOLIDS para determinar las reacciones de A y B en el plano X-Z y X-Y. De esta manera se obtendrá la fuerza radial resultante sobre los rodamientos y así poder determinar su carga dinámica.

Plano X-Y

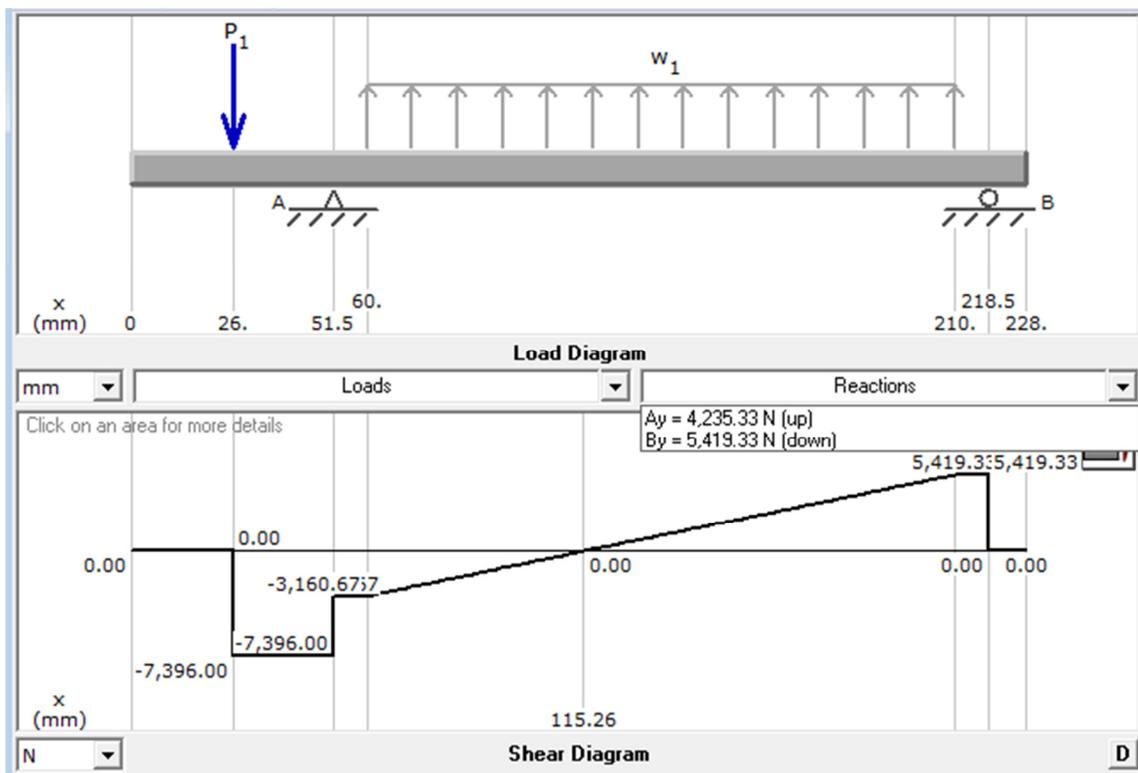


Figura 4.15 Diagrama de cargas y fuerza cortante.

$$F_{BY} = 5.419,33 \text{ N}.$$

$$F_{AY} = 4.235,33 \text{ N}.$$

Plano X-Z

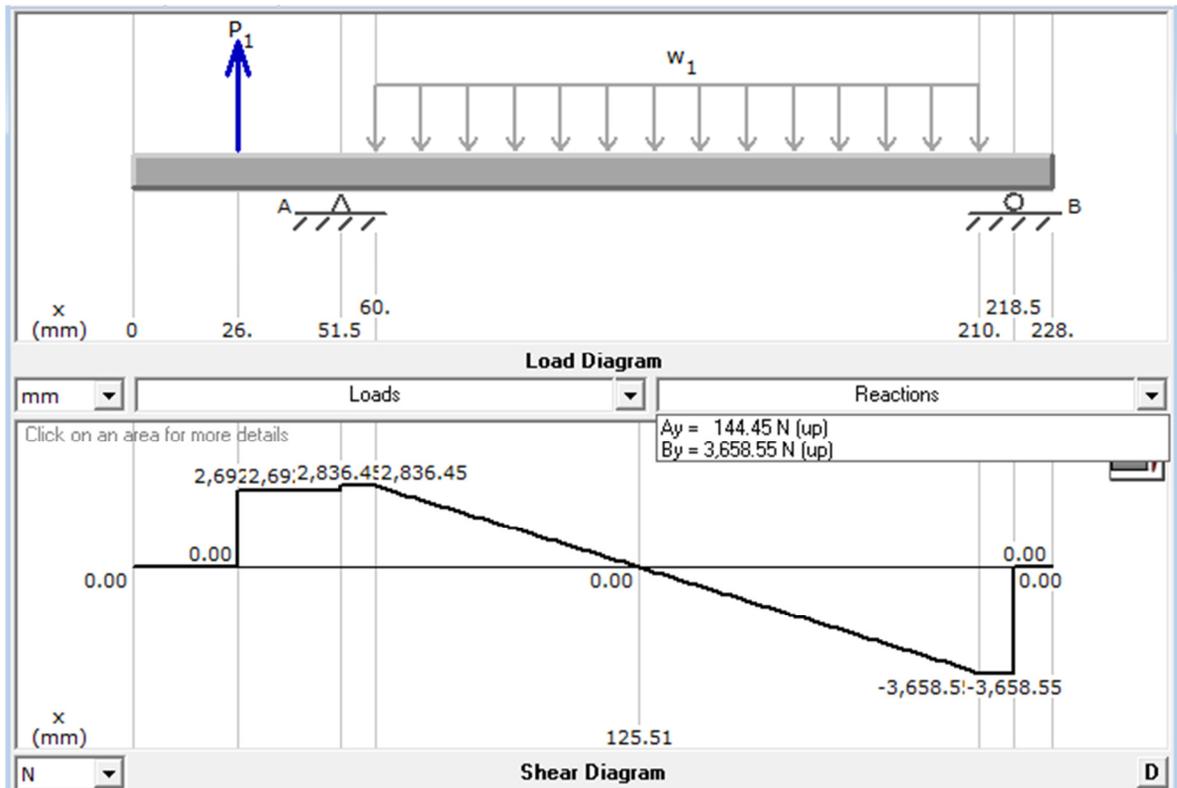


Figura 4.16 Diagrama de cargas y fuerza cortante..

$$F_{BY} = 3.658,55 \text{ N.}$$

$$F_{AY} = 144,45 \text{ N.}$$

Entonces la fuerza radial aplicada sobre el rodamiento en B es:

$$F_B = \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BZ}^2}$$

$$F_B = 6538,7 \text{ N.}$$

Y la fuerza radial aplicada sobre el rodamiento en A es:

$$F_A = \sqrt{F_{AY}^2 + F_{AZ}^2}$$

$$F_A = 4237,8 \text{ N.}$$

Por lo tanto se calcula la carga dinámica para cada rodamiento según el catálogo SKF:

$$C = \sqrt[3]{\frac{P^3 * L_{10H} * 60 * n}{1 * 10^6}} \quad (\text{Ecuación 4.10})$$

Donde:

C = Carga dinámica (kN).

L_{10H} = Duración rodamiento (hrs).

n = Revoluciones (rpm).

P = Fuerza radial aplicada sobre el rodamiento (N).

La duración recomendada para máquinas agrícolas según el catálogo SKF página 72, establece un máximo de 3000 horas de funcionamiento.

Por otra parte las revoluciones anteriormente calculadas son 3,9 rpm. Entonces según la ecuación 4.8 los rodamientos disponibles seleccionados del catálogo SKF para cada apoyo en A y B respectivamente son:

$C_B = 5,81 \text{ kN}$. Rodamiento 61904.

$C_A = 3,77 \text{ kN}$. Rodamiento 61804.

4.1.9) Diseño de la tolva: El diseño de la tolva que abastecerá de cuescos a los rodillos trituradores, se debe dimensionar de acuerdo a la carga que la máquina procesará, siendo capaz de contener el volumen requerido y que se deslice por ella.

El deslizamiento se determina experimentalmente a través del coeficiente de fricción del cuesco de ciruela con una plancha de acero inoxidable AISI 304, haciendo variar el ángulo de esta con respecto al suelo, hasta que el cuesco comience a deslizarse, repitiendo el mismo procedimiento 5 veces al igual que el coeficiente de fricción de los rodillos (figura 4.17), resultando un ángulo promedio de 30°, pudiendo establecer con mayor seguridad un ángulo de 50° en el plano inclinado de la tolva (4.18).

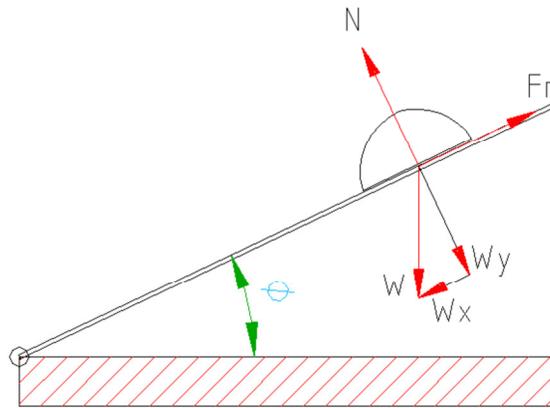


Figura 4.17 Cuesco de ciruela en plano inclinado.

Carga de cuescos = 5 Kg.

Densidad del cuesco = 1100 kg/m^3 .

Por lo tanto:

$$\text{Volumen requerido para la tolva} = \frac{5 \text{ kg}}{1100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.0045 \text{ m}^3$$

Para esto sumando $v1+v2+v3+v4+v5 = \text{Volumen requerido}$.

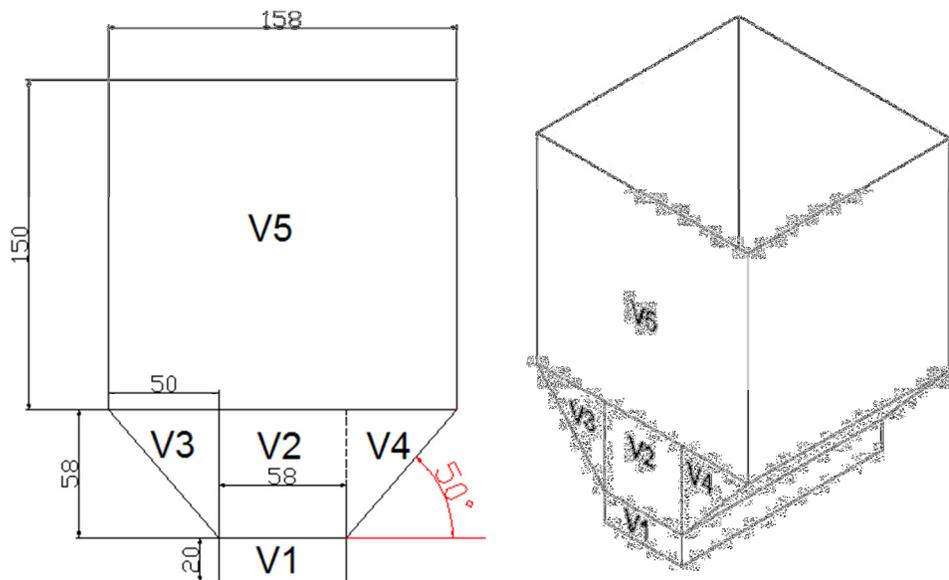


Figura 4.18 vista frontal e isométrico tolva con la división de su volumen y ángulo de deslizamiento.

La boquilla de entrada a los rodillos del V1 debe tener un lado de 58 mm ya que es la distancia entre centros de los rodillos (figura 4.19) necesaria para que el cuesco se dirija solamente a la zona donde serán triturados. Y una profundidad de 150 mm, ya que es la longitud de los rodillos.

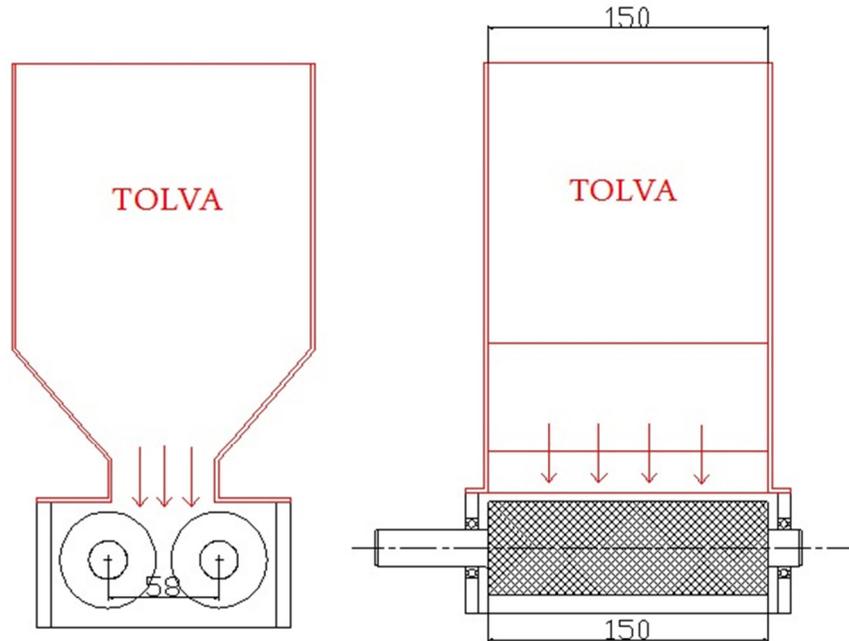


Figura 4.19 Cuesco de ciruela en plano inclinado.

De acuerdo con lo anterior se tiene:

$$V1 = 0.058 * 0.15 * 0.02 = 0.000174 \text{ m}^3$$

$$V2 = 0.058 * 0.058 * 0.15 = 0.000504 \text{ m}^3$$

$$V3 = V4 = 0.05 * 0.058 * 0.15 = 0.000435 \text{ m}^3$$

$$V5 = 0.158 * 0.15 * 0.15 = 0.00355 \text{ m}^3$$

$$V_{total} = V1 + V2 + V3 + V4 + V5 = 0.0046 \text{ m}^3$$

Por lo tanto:

$$V_{total} = 0.0046 \text{ m}^3 \approx 0.0045 \text{ m}^3$$

4.2) tornillo extrusor: El tornillo extrusor es una bomba de arrastre de material, por lo tanto la presión necesaria para hacer pasar el material depende principalmente de la geometría del tornillo extrusor y las propiedades del flujo del material.

4.2.1) Características geométricas del tornillo extrusor: En la figura 4.21 se puede observar las características geométricas de un husillo normal para extrusión.

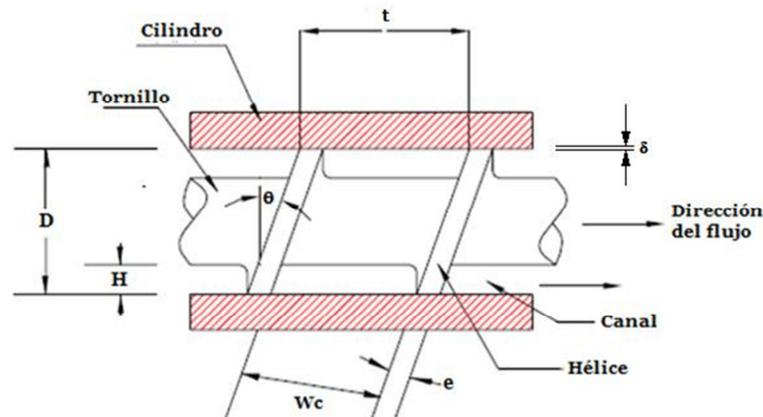


Figura 4.20 Detalles de un tornillo extrusor dentro del barril

D=Diámetro del tornillo

H=Profundidad del husillo

Wc= Ancho del canal entre hélices

e=Espesor del diente

t=Paso del husillo

δ= Holgura radial entre la cresta del filete del husillo y el barril

θ=Ángulo de hélice

N= velocidad del tornillo (rpm)

Las dimensiones del tornillo extrusor, fueron analizadas de acuerdo a cálculos previos, relacionado a otros modelos extrusores que trabajan con las mismas características. También se debió tener en cuenta que el caudal no se hiciera negativo, ya que de esta manera se hace imposible la extrusión del material.

Además de lo anterior, se analizó la presión con que se va a trabajar en el tornillo, siendo esto es muy importante, ya que nos determinará su diámetro. Este dato se conseguirá por medio de ensayos, debido a que no hay información bibliográfica para demostrarlo.

Tabla 4.3 Parámetros geométricos para el proceso de extrusión.

Parámetro	Símbolo	Magnitud
Diámetro del tornillo	D	60 mm
Altura husillo	H	7 mm
Canal husillo de extrusión	W	13 mm
Ángulo de hélice	θ	8,5°
Longitud del Husillo	L	320 mm
Paso del husillo	t	28 mm
Espesor del diente	e	7,2 mm

El tornillo tiene un paso (t) cuyo valor es generalmente cercano al diámetro del tornillo, se usará un paso de 28. El ángulo de la paleta θ es el ángulo de la hélice del tornillo y se *determinará* con la siguiente relación:

$$\tan \theta = \frac{\text{Paso}}{\pi \cdot D} \quad (\text{Ecuacion 4.11})$$

$$\tan \theta = \frac{28}{\pi \cdot 60} = 8,5^\circ$$

Número de hélices: Las hélices en el tornillo extrusor permiten transportar los cuescos. Para calcular el número de hélices utilizara la siguiente relación:

$$N^\circ \text{ Helices} = \frac{\text{Longitud}}{\text{Paso}} \quad (\text{Ecuacion 4.12})$$

$$N^\circ \text{ Helices} = \frac{320(\text{mm})}{28(\text{mm})} = 11,43 \approx 11$$

4.2.2) Análisis de flujo newtonianos: El comportamiento de los fluidos bajo la acción de fuerzas aplicadas es tema de estudio de la mecánica de fluidos. Sin embargo, el comportamiento viscoso de los fluidos pertenece al estudio del flujo y la deformación de los materiales.

Ecuación 4.8-4.9. Fuente: GROOVER Mikell; Fundamentos de la manufactura moderna, pág. 314.

Existen tres tipos de fluidos:

- Newtonianos, proporcionalidad entre el esfuerzo cortante y la velocidad de deformación.
- No Newtonianos, conocido también como dilatante pseudoplástico, no hay proporcionalidad entre el esfuerzo cortante y la velocidad de deformación.
- Viscoelásticos, se comportan como líquidos y sólidos, presentando propiedades de ambos.

El análisis se enfocará en los fluidos “No Newtonianos”, debido a que el producto que se utilizará tiene un comportamiento dilatante pseudoplástico, es decir la viscosidad aparente, η , no permanece constante sino que está en función de la velocidad cortante.

a) Razón de corte aparente.

$$\gamma = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{H} \quad (\text{Ecuacion 4.13})$$

Donde:

D=Diámetro del tornillo (m).

N= Número de revoluciones (*rad/s*).

H= Profundidad del husillo (m).

$$\gamma = \frac{\pi \cdot 0,06(m) \cdot 12,566(rad / s)}{7 \cdot 10^{-3}(m)}$$

Por lo tanto el valor de la razón de corte aparente es de:

$$\gamma = 338,4 \left(\frac{1}{s} \right)$$

b) Viscosidad aparente: Para los fluidos no newtonianos se utiliza el concepto de viscosidad aparente que se relaciona con la tabla 4.1. Dicha tabla muestra los valores de los parámetros de flujo para algunas sustancias familiares que pueden representarse razonablemente en este modelo.

Ecuación 4.10 .Fuente:C.MERCIER, J. HARPER, Extrusion Cooking EEUU, 1989, pág.284.

Tabla 4.4 Parámetros de flujo de algunos fluidos de ley de potencia.

Parameters <i>K</i> and <i>n</i> of the Power Law Equation for Pastes from Extruded ^a Starchy Products					
Material	Concentration (%)	Dispersion Procedure	<i>K</i>	<i>n</i>	Reference ^b
Wheat starch	8.5	Preheating to 96°C, variable heating and agitation	490–5,370	0.53–0.82	1
Cereal starches, wheat semolina, wheat flour	5.5–10	Viscoamylograph (Brabender) at 96°C	25–650	0.06–0.85	2
Potato flakes	9.1	No preheating	71–2,028	0.67–0.86	3
Maize grits	9.1	Preheating at 80°C	387–9,920	0.52–0.77	4
		No preheating	10–390	0.74–1.00	
		Preheating at 80°C	40–900	0.60–0.96	

^aAll with twin-screw extruders.

^bReferences: 1 = Doublier et al (1986), 2 = Launay and Lisch (1983), 3 = Senouci and Smith (1986), 4 = Richmond and Smith (1985).

De la tabla 4.4, se obtiene iterativamente los índices de flujo *n* y de consistencia *k*. Utilizaremos los valores del cereal para el cálculo:

$$k=506, n=0,70$$

La viscosidad aparente en el caso de los fluidos pseudoplástico viene dada por la ecuación:

$$\eta = k \cdot \gamma^{n-1} \quad (\text{Ecuacion 4.14})$$

Donde:

k= coeficiente de consistencia.

γ = Razón de corte aparente (s^{-1}).

n= Índice de comportamiento del flujo.

$$\eta = 506 \cdot (3384^{(0,70-1)}), \quad \eta = 90 \cdot (pa..s)$$

4.2.3) Capacidad de producción del tornillo extrusor: En el cálculo de la capacidad de producción de la máquina extractora, se planteará un valor estimado de aceite que se quiere obtener.

El valor estimado del aceite que se desea obtener es de 128 litros de aceite y se necesitara 640 kilos de cuesco de ciruelo europeo; entonces la capacidad es:

Fuente: tabla 4.4: C. MERCIER, P. LINKO, J. HARPER, Extrusion Cooking; American Association of Cereal Chemists, EEUU, 1989, pag 284.

$$Cap. = 640 \left(\frac{kg}{dia} \right) \times \frac{1}{8} \left(\frac{diatrabajo}{hrs} \right)$$

$$Cap = 80 \left(\frac{kg}{hrs} \right) = 0,022 \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Ahora se estima que por cada 5 kg de cuesco del ciruelo Europeo se obtiene 1 litro de aceite.

$$Q = 80 \left(\frac{kg}{hrs} \right) \times \frac{1}{5} \left(\frac{lt}{kg} \right) \times \frac{1}{1000} \left(\frac{m^3}{lt} \right)$$

$$Q = 0,016 \left(\frac{m^3}{hrs} \right) = 4,4 \times 10^{-6} \left(\frac{m^3}{s} \right) = 15,84 \left(\frac{lt}{hrs} \right)$$

Por lo tanto se obtiene el flujo volumétrico de aceite de ciruela que saldrá del tornillo extrusor.

$$Q_{deseado} = 4,4 \times 10^{-6} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

4.2.4) Calculo del flujo en el tornillo extrusor: Al girar el tornillo dentro del barril o cilindro, forzará el producto a desplazarse a lo largo del mismo.

El principal mecanismo de transporte es el flujo de arrastre, que resulta de la fricción entre el fluido viscoso y las dos superficies opuestas que se mueven una con respecto a la otra; el cilindro estacionario y el canal del tornillo giratorio. El arreglo puede parecerse al flujo de fluido que ocurre entre una placa estacionaria y una placa móvil separada por un líquido viscoso, como se ilustra en la fig. 4.22.

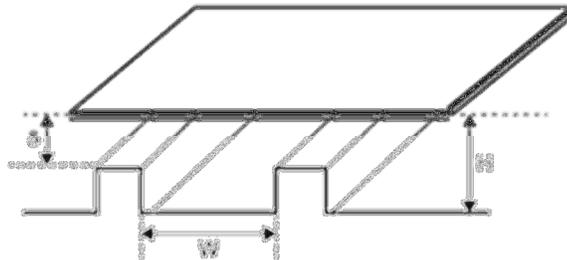


Figura 4.21 Modelo del canal de flujo.

Ecuación 4.11 Fuente: C. MERCIER, J. HARPER, *Extrusion Cooking EEUU*, 1989, pág.284

a) Flujo de arrastre: De esto se obtiene la siguiente ecuación del flujo de arrastre.

$$Q_d = 0,5 \cdot v \cdot H \cdot W_c \quad (\text{Ecuacion 4.15})$$

Donde:

Q_d = Velocidad de flujo volumétrico por arrastre (m^3 / s).

v = Velocidad de la placa movable (m / s).

H = Profundidad del husillo (m).

W_c = Ancho del canal entre hélices (m).

Estos parámetros se pueden comparar con aquellos en el canal, definidos por el tornillo de extrusión rotatorio y la superficie del cilindro estacionario.

$$v = \pi \times D \times N \times \cos \theta \quad (\text{Ecuacion 4.16})$$

Al sustituir la ecuación 4.12, se obtiene:

$$Q_d = 0,5 \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot H \cdot W_c \cdot \cos \theta \quad (\text{Ecuacion 4.17})$$

$$Q_d = 0,5 \cdot \pi \cdot 0,06 \cdot N \cdot 0,007 \cdot 0,013 \cdot \cos(8,5^\circ)$$

Por lo tanto el valor del flujo de arrastre es de:

$$Q_d = 8,48 \times 10^{-6} \cdot N (m^3 / s)$$

b) Presión de trabajo: La presión necesaria para poder extraer aceite vegetal a partir del cuesco ciruelo europeo requiere ser elevada, ya que por efecto de ésta, las células comienzan a romperse y logran que el aceite dentro de ellas empiece a fluir.

Cada cuesco, como es de esperarse, tiene su propia presión de extracción; en la presente investigación no se ha podido recolectar esta información por medios bibliográficos, pero se ha optado por utilizar la experimentación a fin de determinar la presión necesaria.

Ecuación 4.12 Fuente: GROOVER Mikell; Fundamentos de la manufactura moderna, pág. 316.

Para poder realizar el experimento se utilizó una prensa hidráulica de gran capacidad en el laboratorio SIPA y la materia prima necesaria, arrojando el dato experimental del que el cuesco requiere una presión de extracción en frío de 45,62 MPa.

Obviamente este dato conseguido experimentalmente, no es determinante más bien referente debido a que en el proceso de extracción entra la variable de temperatura, misma que al incrementarse, disminuye la viscosidad del aceite logrando una mejor extracción.

En conclusión la presión mínima a la cual, referencialmente, se debe elevar en el proceso es de 45,62 MPa.



Figura 4.22 Determinación Experimental de la presión de extrusión para el cuesco de ciruelo Europeo.

c) Flujo de contrapresión: En el análisis existen fuerzas que se oponen al movimiento del fluido con dirección a la salida, debido a que al comprimir el producto, se crea una contrapresión en el cilindro que reduce el transporte del producto por arrastre. Este dependerá de las dimensiones del tornillo, la viscosidad del producto y la gradiente de presión a lo largo del cilindro (figura 4.23).

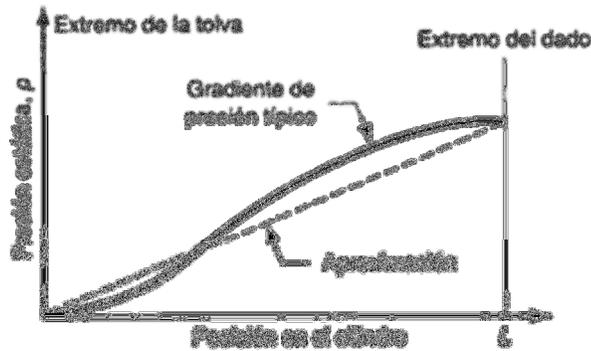


Figura 4.23 Gradiente típico de presión en un extrusor.

Debido a esto el flujo de contrapresión (Q_p), puede ser visualizado como un tornillo sin rotación, con el material que fluye hacia la salida del producto. Este flujo de contrapresión se calcula con la siguiente ecuación 4.18.

$$Q_p = \frac{W_c \times H^3 \times \sin \theta}{12\eta} \times \frac{\Delta P}{L} \quad (\text{Ecuación 4.18})$$

Donde:

ΔP = presión del trabajo (Pa).

L = Longitud del cilindro (m).

η = Viscosidad aparente newtoniana (Pa.s).

H = Profundidad del husillo (m).

W = Canal del husillo (m).

θ = Angulo de hélice (grados).

$$Q_p = \frac{0,013 \times 0,007^3 \times \sin 8,5^\circ}{12 \cdot 90} \times \frac{45,62 \times 10^6}{0,273}$$

Por lo tanto el valor del flujo de arrastre es de:

$$Q_p = 1,02 \times 10^{-4} (m^3 / s)$$

Ecuación 4.15, fuente: GROOVER Mikell; Fundamentos de la manufactura moderna: Pág. 316.

d) Magnitud del flujo neto: El flujo a contrapresión es una reducción del flujo de arrastre, entonces se puede calcular la magnitud del flujo neto, en el extrusor como la diferencia entre el flujo de arrastre y el flujo a contrapresión:

$$Q_{neto} = Q_d - Q_p \quad (\text{Ecuacion 4.19})$$

Donde:

$$Q_d = \text{Flujo de arrastre } (m^3 / s)$$

$$Q_p = \text{Flujo de contra presión } (m^3 / s)$$

El flujo neto deberá ser igual al flujo deseado, para determinar la capacidad que tendrá el tornillo extrusor.

$$Q_{neto} = Q_{deseado} = 4,4 \times 10^{-6} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

e) Cálculo de revoluciones de trabajo: Para determinar las rpm de trabajo del tornillo extrusor se ocupara la ecuación 4.16.

$$Q_{deseado} = Q_d - Q_p$$

$$4,4 \times 10^{-6} = [0,5 \cdot \pi \cdot 0,06 \cdot N \cdot 0,007 \cdot 0,013 \cdot \cos(8,5^\circ)] - \left[\frac{0,013 \times 0,007^3 \times \sin 8,5}{12 \cdot 90} \cdot \frac{45,62 \times 10^6}{0,273} \right]$$

$$N \cdot = 12,566 \left(\frac{rad}{s} \right) = 120 (rpm)$$

4.2.5) Cálculo de potencia en el extrusor: La potencia requerida para el proceso de extracción de aceite, se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$Pot = Q_{neto} \cdot \Delta P \quad (\text{Ecuacion 4.20})$$

Donde:

$$Q_{neto} = \text{Flujo neto } (m^3 / s).$$

$$\Delta P = \text{Presión de trabajo } (N / m^2)$$

$$Pot = 4,40 \times 10^{-6} (m^3 / s) \cdot 45,62 \times 10^6 (N / m^2)$$

Ecuación 4.16, fuente: GROOVER Mikell; Fundamentos de la manufactura moderna: Pág. 317.

Por lo tanto el valor de la potencia en el extrusor es de:

$$Pot = 200,728(\text{Watts}) = 0,273(\text{HP})$$

4.2.6) Cálculo del husillo de extrusión: El deslizamiento entre el cuesco de la ciruela y el tornillo extrusor se determina experimentalmente a través del coeficiente de fricción del cuesco de ciruela con una plancha lisa de acero inoxidable AISI 304, haciendo variar el ángulo de esta con respecto al suelo, hasta que el cuesco comience a deslizarse, repitiendo el mismo procedimiento 5 veces al igual que el coeficiente de fricción de los rodillos(figura 4.17), resultando un ángulo promedio de 30°.

a) Diagrama de cuerpo libre del tornillo extrusor.

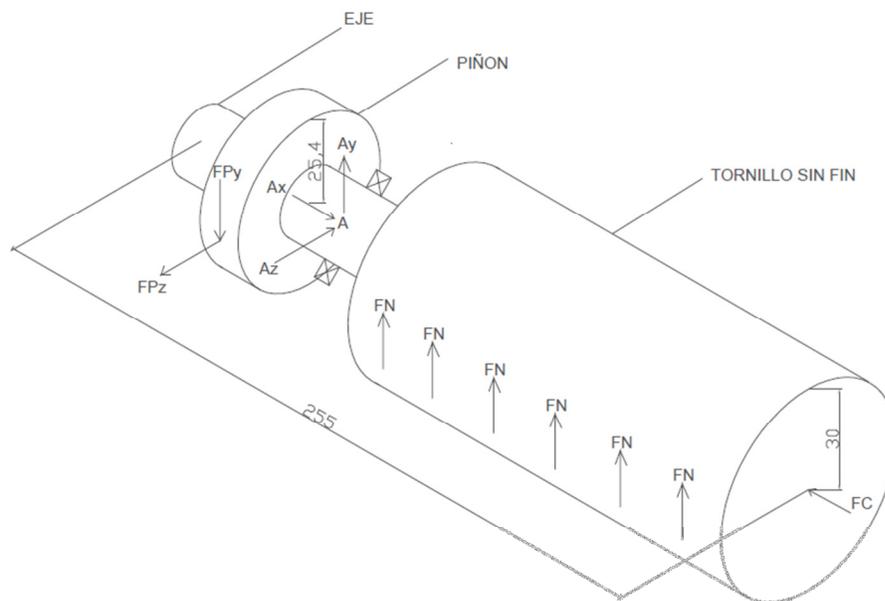


Figura 4.24 Diagrama de fuerzas que actúan en el tornillo extrusor.

Donde:

F_P = Fuerza de reacción en el piñón (N).

F_A = Fuerza de reacción en el apoyo en A (N).

F_N = Fuerza Normal en el husillo (N).

F_c = Fuerza de compresión (N).

- **Torsión:** Para el diseño del tornillo extrusor, se desarrolló un diagrama de cuerpo libre, donde se reemplazó los diversos elementos montados sobre tornillo extrusor por su carga estáticamente equivalente o componentes de torsión, donde:

$$T = \frac{Pot.}{N} \quad (Ecuacion 4.21)$$

Donde:

T= Torque ejercido por el reductor (Nm).

Pot.= Potencia del husillo (watts).

N= Velocidad de rotación (rps).

$$T = \frac{200,728(watts)}{\frac{120}{60}(rps.)}$$

Por lo tanto el valor del torque es:

$$T = 100,364(Nm)$$

- **Fuerza de compresión en el eje (Fc):** Debido a la extrusión provocada en el dado se genera una fuerza de compresión que ocurre en todo el husillo, dicha fuerza se calculará con la presión de trabajo y el área del eje para así poder determinar el tipo de rodamiento que se ocupará en este proceso.

$$F_c = \Delta P \cdot A \quad (Ecuacion 4.22)$$

Donde:

ΔP = Presión de trabajo (Mpa).

A = Área del eje (mm^2).

$$F_c = \Delta P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$F_c = 45,62(Mpa) \cdot \frac{\pi \cdot 15^2(mm)}{4}$$

Por lo tanto el valor de la fuerza de compresión debido a la extrusión generada por el dado es:

$$F_c = 8061,7(N)$$

- **Fuerzas de los piñones:** Un par de piñones transmiten potencia, donde la parte superior de la cadena está a tensión y produce el par torsional en cada piñón. El tramo inferior de la cadena, llamado lado flojo, no ejerce fuerzas sobre los piñones. En consecuencia la fuerza flexionante total sobre el eje que sostiene los piñones es igual a la tensión que soporta la cadena. Si se conoce el par torsional en un piñón, la fuerza es:

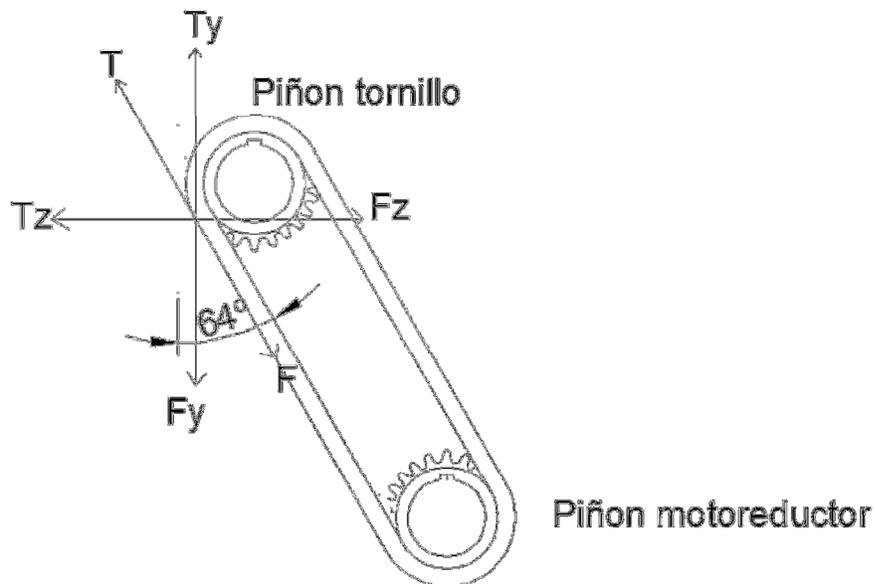


Figura 4.25 transmisión entre el motor y el tornillo.

$$F = \frac{T}{d/2} \quad (\text{Ecuacion 4.23})$$

Donde:

T= Torque ejercido por el reductor (Nm).

d= Diámetro del piñón (m).

$$F = \frac{100,364(Nm)}{0,04861(m)/2}$$

Por lo tanto el valor de la fuerza transmitida por la cadena hacia el tornillo es:

$$F = 4129,4(N)$$

Las componentes rectangulares de la fuerza de los engranajes son:

$$F_y = F \cos 64^\circ$$

$$F_y = 4129,4 \cdot \cos \cdot 64^\circ$$

$$F_y = 1810,2(N)$$

$$F_z = F \sin 64^\circ$$

$$F_z = 4129,4 \cdot \sin \cdot 64^\circ$$

$$F_z = 3711,5(N)$$

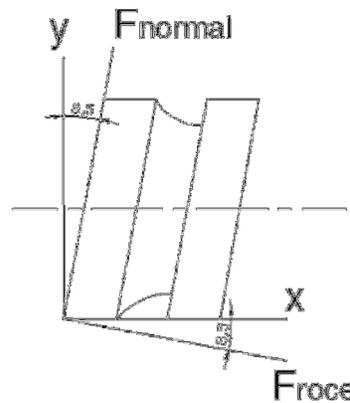


Figura 4.26 Fuerzas que actúan en la hélice del tornillo (x-y).

$$\left(\sum \text{Torque} = 0 \right) F_y * r_{\text{piñon}} = N * \cos(8,5^\circ) * r_{\text{husillo}}$$

$$\left(\sum \text{Torque} = 0 \right) 1819,2 * 48,61 = N * \cos(8,5^\circ) * 60$$

$$N = 1490,22(N)$$

Para determinar μ se ocupará la siguiente ecuación 4.3:

$$\mu = \tan(\theta) \quad (\text{Ecuacion 4.3})$$

$$\mu = \tan(30^\circ)$$

$$\mu = 0,58$$

Por lo tanto, como se sabe el valor de la normal, obtendremos la fuerza de roce de la siguiente manera:

$$F_{roce} = \mu * N$$

$$F_{roce} = 0,58 * 1490,22$$

$$F_{roce} = 864,3 \text{ (N)}$$

b) Diagrama de la fuerza de compresión en el tornillo en el plano X-Y.

La componente de la fuerza del piñón que se ocupara es de 1810,2 N y la fuerza normal es de 1490,22 N.

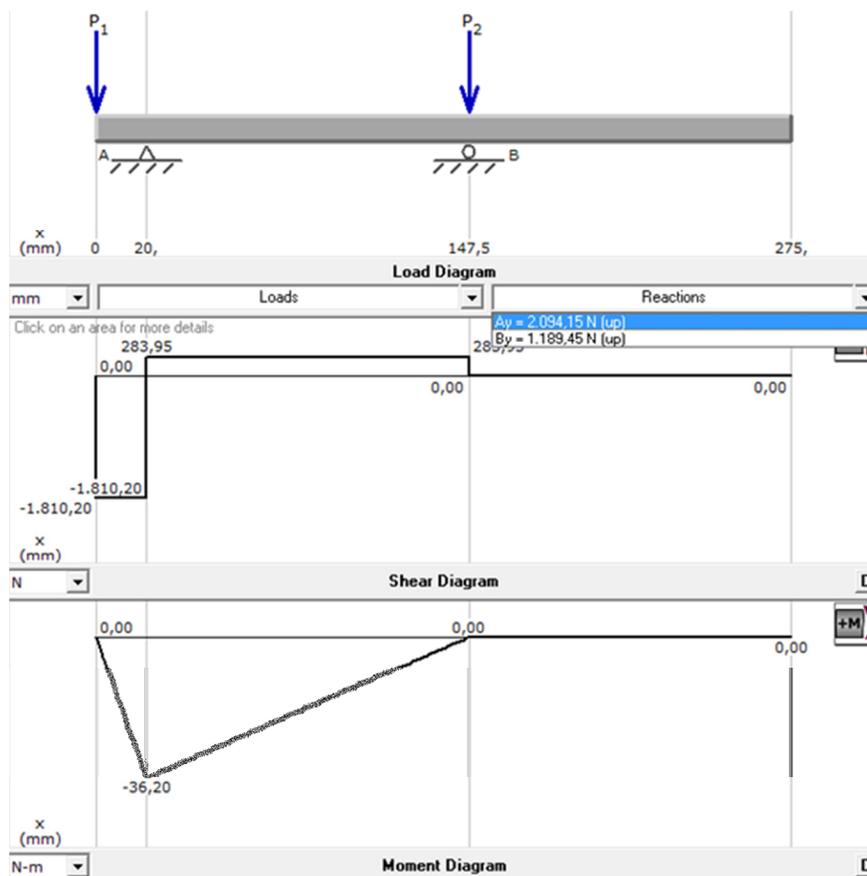


Figura 4.27 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante en el tornillo extrusor.

La figura 4.27 muestra que el punto crítico para el análisis es el punto A, en donde se tiene:

$$M_{\max} = -36,2(Nm)$$

$$A_y = 2094,15(N)$$

$$B_y = 1189,45(N)$$

c) Diagrama de la fuerza de compresión en el tornillo en el plano X-Z.

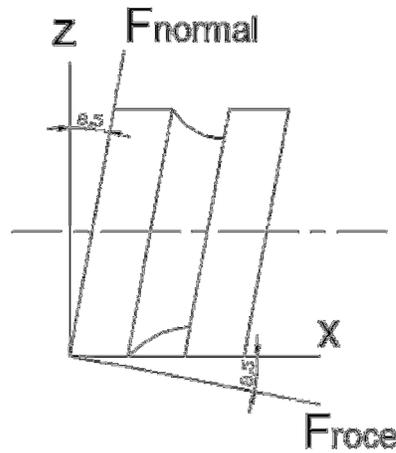


Figura 4.28 Fuerzas que actúan en la hélice del tornillo (x-z)

Para este análisis se descompondrá la fuerza de roce en el plano Z para luego calcular el momento máximo y las reacciones en el software MD solids.

$$F_{roce} = 850,7 \text{sen}(8,5^\circ)$$

$$F_{roce} = 125,7(N)$$

La componente de la fuerza del piñón que se ocupará es de 3711,5 N y la fuerza de roce de 125,7 N.

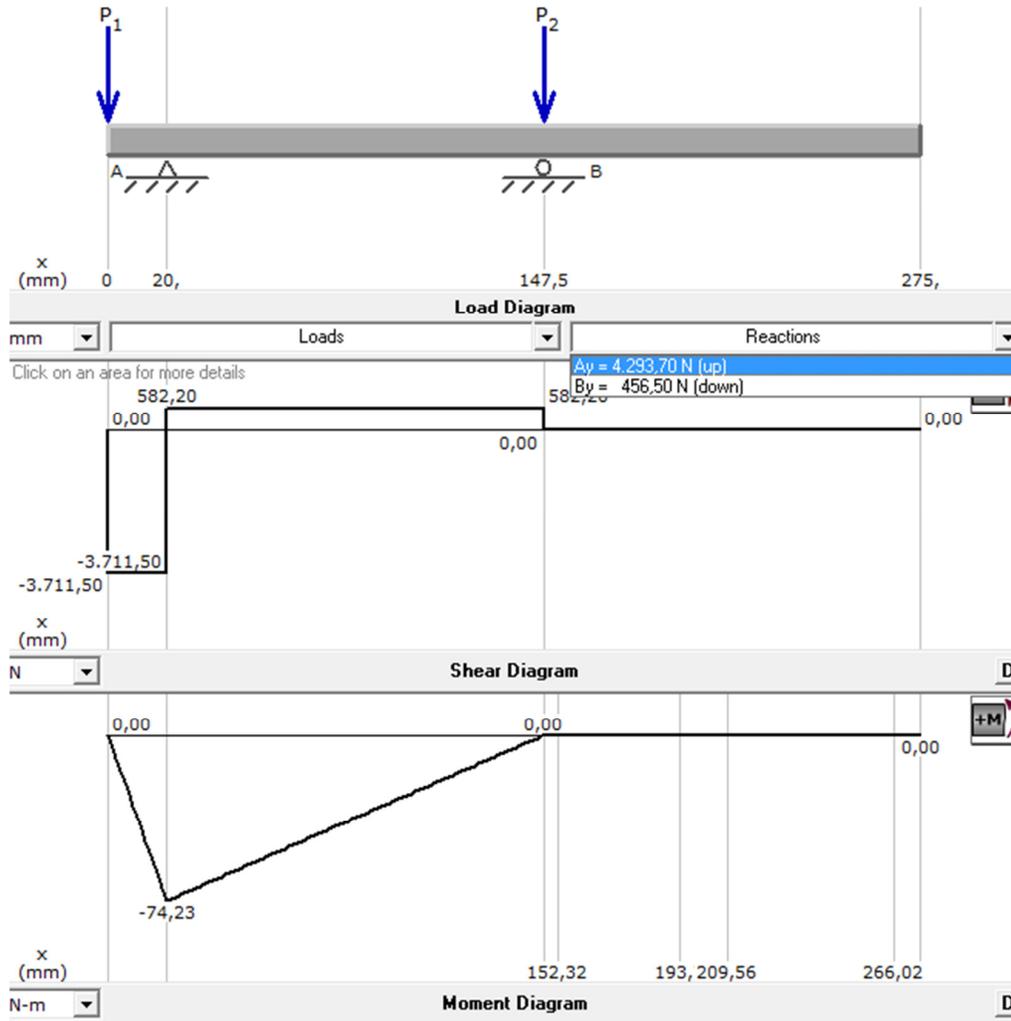


Fig. 4.29 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante en el tornillo extrusor.

La figura 4.29 muestra que el punto crítico para el análisis es el punto A, en donde se tiene:

$$M_{\max} = -74,23(Nm)$$

$$A_y = 4293,7(N)$$

$$B_y = 456,5(N)$$

d) Calculo momento máximo.

$$M_{\max} = \sqrt{36,2^2 + 74,23^2}$$

$$M_{\max} = -82,58(Nm)$$

4.2.7) Análisis de esfuerzos estáticos: Para este análisis se determinara un diámetro mínimo del husillo que será de $D = 35$ mm. Y el valor de la fuerza de compresión del husillo al cuesco que se determino experimentalmente es de 8061,7 N.

a) Esfuerzo de compresión.

$$\sigma_c = \frac{-4Fc}{\pi \times D^2} \quad (\text{Ecuacion 4.24})$$

Donde:

F_c = Fuerza de compresión del husillo a la semilla (N).

D = Diámetro mínimo del husillo (m).

$$\sigma_c = \frac{-4 \times 8061,7}{\pi \times 0.035^2}$$

Por lo tanto, el esfuerzo de compresión sobre la semilla es:

$$\sigma_c = -8,38(Mpa)$$

b) Esfuerzo normal de compresión:

$$\sigma_x = \frac{32 \times M_{\max}}{\pi \times D^3} \quad (\text{Ecuacion 4.25})$$

Donde:

M_{\max} = Momento máximo (Nm)

D = Diámetro mínimo del husillo (m)

$$\sigma_x = \frac{32 \times (-82,58)}{\pi \times 0.035^3}$$

Por lo tanto, el esfuerzo normal de compresión del tornillo es:

$$\sigma_x = -19,61(Mpa)$$

c) Esfuerzo máximo: Para el análisis se deberá determinar el esfuerzo máximo en los cuales actúan las fuerzas de compresión de la semilla y del tornillo en las cuales se determinan en las ecuaciones 4.21 y 4.22. Luego se tendrá que sumar estos dos esfuerzos de compresión para determinar el esfuerzo máximo que se expresa en la siguiente ecuación 4.23

$$\sigma_{\max} = \sigma_c + \sigma_x \quad (\text{Ecuacion 4.26})$$

$$\sigma_{\max} = (-8,38 - 19,61)Mpa$$

Por lo tanto el esfuerzo máximo es de:

$$\sigma_{\max} = 27,99(Mpa)$$

d) Esfuerzo de corte máximo: Para determinar este esfuerzo se necesita saber el torque que ejerce el tornillo en relación a la fuerza de compresión, que se necesita para la extrusión del cuesco de ciruela, y el diámetro del tornillo se determinará en la siguiente ecuación 4.24.

$$\tau_{xy \max} = \frac{16 \times T}{\pi \times D^3} \quad (\text{Ecuacion 4.27})$$

Donde:

T= Torque ejercido por el reductor (Nm)

D = Diámetro mínimo del husillo (m)

$$\tau_{xy \max} = \frac{16 \times 100,364(Nm)}{\pi \times 0,035^3(m^3)}$$

Por lo tanto el esfuerzo de corte máximo es:

$$\tau_{xy \max} = 11,92(Mpa)$$

e) Teoría de la máxima energía de distorsión (Von Mises): Para el cálculo del factor de seguridad en cilindros se emplea la teoría de la energía de la distorsión, donde:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{xy\max}^2} \quad (\text{Ecuacion 4.28})$$

$$\sigma_e = \sqrt{(27,29)^2 + 3 \times (11,92)^2}$$

Por lo tanto el valor de Von Misses es:

$$\sigma_e = 34,22(\text{Mpa})$$

Para el tornillo extrusor se utiliza acero inoxidable AISI 304, con las propiedades mecánicas utilizadas del catálogo de IVÁN BOHMAN C.A. (ANEXO 8.3)

$$S_y = 225.6(\text{Mpa})$$

$$S_{ut} = 735.8(\text{Mpa})$$

A continuación se determinará el factor de seguridad (Ecuación 4.26).

$$k = \frac{S_y}{\sigma_e} \quad (\text{Ecuacion 4.29})$$

$$k = \frac{225.6(\text{Mpa})}{34,22(\text{Mpa})}$$

$$k = 6,6$$

Este factor de seguridad nos muestra claramente que el diámetro menor elegido no va a fallar.

4.2.8. Análisis de esfuerzos dinámicos del tornillo extrusor.

- **Factores que modifican el límite de resistencia a fatiga:** La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas a fatiga. En general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga. Si la cantidad de ciclos es infinita, el valor del esfuerzo se llama límite de fatiga.

En la ecuación de Marín se identifican factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura, entre otros.

Por lo tanto, la ecuación 4.27 de Marín se escribe:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e \quad (\text{Ecuacion 4.30})$$

Donde:

K_a = Factor de modificación de la condición superficial.

K_b = Factor de modificación de tamaño.

K_c = Factor de modificación de la carga.

K_d = Factor de modificación de la temperatura.

K_e = Factor de modificación de los efectos varios.

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

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una máquina en la geometría y condición de uso.

a) Factor de superficie K_a : El factor de modificación de la condición superficial depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y la resistencia a la tensión.

$$K_a = a \times S_{ut}^b \quad (\text{Ecuacion 4.31})$$

Tabla 4.5 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

Acabado superficial	a		b	coeficiente de variación, C
	ksi	Mpa		
Esmerilado	1,34	1,58	-0,048	0,12
Maquinado o laminado en frío	2,7	4,51	-0,265	0,058
Laminado en caliente	14,5	56,1	-0,719	0,11
Como sale de la forja	39,8	271	-0,995	0,145

Por lo tanto, como el material se va a maquinar en la superficie, se obtendrá los valores de $a = 4.51 \text{ Mpa}$ y $b = -0.265$. Como ya se sabe el valor $S_{ut} = 735.8 \text{ Mpa}$ del material, se obtendrá como resultado $K_a = 0.78$.

b) Factor de tamaño K_b : Los resultados para flexión y torsión se expresan como:

$$K_b = \begin{cases} (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 0.859 - 0.000837d & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (\text{Ecuacion 4.32})$$

Por lo tanto como $d = 0.078 \text{ (mm)}$ da como resultado $K_b = 0.86$

c) Factor de confiabilidad K_c : Para obtener el límite de resistencia a fatiga correspondiente a una confiabilidad se aplicará la siguiente ecuación:

$$K_c = 1 - 0.08 \times \zeta \quad (\text{Ecuacion 4.33})$$

Donde:

ζ = Desviación estándar

De la ecuación anterior se obtiene la siguiente tabla, para la variable estandarizada, correspondiente a las diversas confiabilidades que se requieren en el diseño. La tabla se basa en el límite de fatiga con una desviación estándar de 8%, generalmente límite superior para aceros.

Ecuación 4.28-4.30 Fuente: Fuente: SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, McGRAWHILL/ Interamericana editores, Año 2002, Pag.380-381.

Tabla 4.6 Factor de confiabilidad para seis probabilidades.

Probabilidad de supervivencia, porcentaje	Factor de confiabilidad, K_c
50	1,00
90	0,90
95	0,87
99	0,82
99,9	0,75
99,99	0,70

Por lo tanto, analizando la tabla 4.6, el porcentaje de la probabilidad de supervivencia del acero inoxidable es de un 99.9 % lo que da un $K_c = 0.75$.

d) Factor de temperatura K_d : El factor de temperatura se puede obtener de la tabla 4.7:

Tabla 4.7 Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.

Temperatura °C	K_d	Temperatura °F	K_d
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Por lo tanto analizando la tabla 4.7, se trabajará con una temperatura de 50 grados Celsius y como resultado da un valor de $K_d = 1.010$.

e) Factor de efectos varios K_e : Para este punto es muy escasa la información cuantitativa sobre dichos efectos. En general, el rango es de $0 \leq K_e \leq 1$; solo en el caso que ocurra ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar $K_e = 1$.

f) Límite de resistencia a la fatiga S'_e :

$$S'_e = \{0.506 \times S_{ut} \quad \text{si} \quad S_{ut} \leq 1460(Mpa) \quad \text{(Ecuacion 4.31)}$$

Por lo tanto como $S_{ut} = 735.8(Mpa)$, el valor de $S'_e = 372,3$

g) Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una máquina en la geometría y condición de uso S_e : Volviendo a la ecuación 4.27 y reemplazando los factores ya analizados se obtuvo el valor de $S_e = 189.18(Mpa)$.

4.2.9) Esfuerzos fluctuantes: Además en el husillo extrusor se deberá analizar el esfuerzo a compresión que soporta para el rompimiento del cuesco, de manera distinta ocurre con el momento flector que al rotar el husillo los esfuerzos varían a través de la superficie del husillo y por lo tanto surgen esfuerzos fluctuantes.

a) Esfuerzo de compresión del cuesco, ecuación 4.21

$$\sigma_{xm} = \sigma_c = \frac{-4Fc}{\pi \times D^2}$$

$$\sigma_{xm} = -8,38(Mpa)$$

b) Esfuerzo normal del tornillo, ecuación 4.22

$$\sigma_{xa} = \sigma_x = \frac{32 \times M_{\max}}{\pi \times D^3}$$

$$\sigma_{xa} = -19,61(Mpa)$$

c) Esfuerzo cortante, ecuación 4.24

$$\tau_{xym} = \tau_{\max} = \frac{16 \times T}{\pi \times D^3}$$

$$\tau_{xym} = 11,92(\text{Mpa})$$

d) Teoría de la máxima energía de distorsión (Von Mises): Mediante la interpretación de la energía de la distorsión, se calculará los esfuerzos equivalentes alternos y medio respectivamente:

- Esfuerzo alternante:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad (\text{Ecuacion 4.34})$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(19,61)^2 + 3(11,92)^2}$$

$$\sigma'_a = 28,5(\text{Mpa})$$

- Esfuerzo medio:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad (\text{Ecuacion 4.35})$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(8,38)^2 + 3(11,92)^2}$$

$$\sigma'_m = 22,3(\text{Mpa})$$

e) Límite medio de resistencia a la fatiga:

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{S_e}{S_{ut}} + \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m}} \quad (\text{Ecuacion 4.36})$$

$$S_m = \frac{189,18}{\frac{189,18}{735,8} + \frac{28,5}{22,3}}$$

$$S_m = 123,1(\text{Mpa})$$

f) Factor de seguridad dinámico:

$$n_s = \frac{S_m}{\sigma'_m} \quad (\text{Ecuacion 4.37})$$

$$n_s = \frac{123,1(\text{Mpa})}{22,3(\text{Mpa})}$$

$$n_s = 5,5$$

Por lo tanto, según los cálculos del análisis dinámico del tornillo, este no fallara con este factor de seguridad.

4.2.10) Cálculo del dado de extrusión.

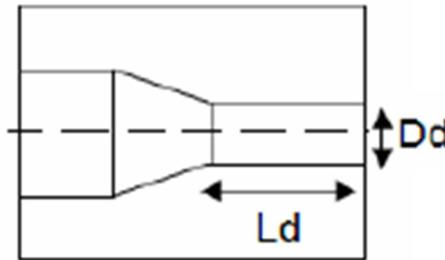


Figura 4.30, detalle del dado de extrusión.

Donde:

Dd= Diámetro del agujero del dado.

Ld= Longitud del dado.

a) Viscosidad aparente: Para este caso la viscosidad que aparece en la ecuación 4.11 no es igual a la viscosidad aparente calculada para el proceso de extrusión. Esta viscosidad es la salida del proceso de extracción del aceite y es de 3 a 6 veces mayor ya que el contenido de aceite en la torta de la semilla (cuando ya está triturada y lista para salir del dado de extrusión) es mínimo por lo tanto su viscosidad aumenta.

Valor de la viscosidad aparente del cuesco entero:

$$\eta = 90(\text{pa} \cdot \text{s})$$

Valor de la viscosidad aparente del cuesco triturado:

$$\eta = 90 \cdot 5(\text{pa} \cdot \text{s}), \eta = 450(\text{pa} \cdot \text{s})$$

b) Flujo que sale del dado: se obtiene con la ecuación 4.36:

$$Q = K_s \cdot P \quad (\text{Ecuacion 4.38})$$

Donde:

Ks = Constante Ks de la extrusión

P = Presión de trabajo (Pa)

c) Parámetros de diseño:

$$Q_{deseado} = 4,40 \times 10^{-6} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

La presión de trabajo es de 45,62 (MPa)

d) Constante Ks de la extrusión

$$K_s = \frac{\pi \cdot D_d^4}{128 \cdot \eta \cdot L_d} \quad (\text{Ecuacion 4.37})$$

e) Cálculo de las dimensiones del dado: Mediante un proceso de iteración se encuentra el diámetro y longitud del dado para la presión con el caudal o flujo másico deseado.

Tabla 4.8 Cálculo de las dimensiones del dado.

Dd (m)	Ld (m)	η (pa-s)	Ks	Q (m3/s)	ΔP (Pa)
2,5E-03	0,03	450	9,645E-14	3,24E-06	45,62E+6
2,69E-03	0,03	450	9,645E-14	4,40E-06	45,62E+6
3,0E-03	0,03	450	9,645E-14	6,72E-06	45,62E+6

Por lo tanto las dimensiones del dado tendrá un Dd =4,66 (mm) y un Ld=30 (mm).

Ecuación 4.36- 4.37, fuente: GROOVER Mikell; Fundamentos de la manufactura moderna: Pág. 319

4.2.11) Cálculo de la chaveta.

a) Análisis de esfuerzos para determinar la longitud: Es necesario comprender las fuerzas que actúan sobre la cuña. Donde el par torsional sobre el eje crea una fuerza sobre la cara de la cuña; a su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre la cara del cuñero del cubo. La fuerza de reacción del cuñero, de regreso hacia la cuña, produce un conjunto de fuerzas opuestas que someten a la cuña a un cortante directo a través de la sección transversal, $W = H$, entonces el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{D \cdot W \cdot L} \quad (\text{Ecuacion 4.39})$$

En los diseños se puede igualar el esfuerzo cortante y el esfuerzo de diseño, según la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo se tiene:

$$\tau = \frac{0,5 \cdot S_y}{n_s} \quad (\text{Ecuacion 4.40})$$

Despejando:

$$L = \frac{2 \cdot T \cdot n_s}{0,5 \cdot S_y \cdot D \cdot W}$$

Donde:

T = Torque ejercido por el reductor (Nm)

n_s = Factor de seguridad

s_y = Resistencia a la fluencia (Pa)

D = diámetro del eje (m)

W = ancho de la cuña (m)

H= Altura de la cuña (m)

En aplicaciones industriales típicas, el factor de diseño $n_s = 3$, es adecuado.

Las dimensiones W y H se obtendrán del Anexo 8.4.

Se ocupará un acero AISI 1020 y sus propiedades mecánica son las siguientes:

$$s_y = 352 \text{Mpa}$$

$$s_{ut} = 420 \text{Mpa}$$

Se tiene:

$$T = 100.364 \text{ (Nm)}$$

$$D = 0,06 \text{ (m)}$$

$$H = W = 15,875 \times 10^{-3} \text{ (m)}$$

Reemplazando:

$$L = \frac{2 \cdot 100.364 \text{ (Nm)} \cdot 3}{0,5 \cdot 352 \times 10^6 \text{ (Pa)} \cdot 0,06 \text{ (m)} \cdot 15,875 \times 10^{-3} \text{ (m)}}$$

$$L = 3,59 \times 10^{-3} \text{ (m)} = 3,59 \text{ (mm)}$$

4.2.12) Selección de Rodamientos: En el eje irán apoyados dos rodamientos de contacto angular de una hilera, para obtener el rodamiento indicado y ver la durabilidad en hora se tendrá que tener en cuenta los siguientes datos generales.

Diámetro eje= 15 (mm)

n = 120 Rpm

$$L_h = 7 \left(\frac{\text{hrs}}{\text{dia}} \right) \cdot 3 \left(\frac{\text{dia}}{\text{sem.}} \right) \cdot 52 \left(\frac{\text{sem.}}{\text{año}} \right) \cdot 1 \text{ (año)} = 1092 \text{ (hrs)}$$

Por lo tanto, se tiene:

- Lh: 1092 (Hrs)

La fuerza axial ejercida es de:

$$F_a = 8061,7(N)$$

La fuerza radial, se obtuvo de los diagramas de cuerpo libre, Figura 5.2 y Figura 5.4, esta fuerza radial ejercida es de:

$$- F_{rz}=2094,15 (N)$$

$$- F_{ry}=4293,7 (N)$$

$$F_{radial} = \sqrt{B^2 Z + B^2 Y} \quad (\text{Ecuacion 4.41})$$

$$F_{radial} = \sqrt{2094,15^2 + 4293,7^2}$$

$$F_{radial} = 4777,2(N)$$

Para obtener el tipo de rodamientos se tendrá que hacer la siguiente relación:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8061,7(N)}{4777,2(N)} = 1,68$$

Por lo tanto, se ocupará para las parejas de rodamientos dispuestas cara a cara la siguiente ecuación.

$$P = 0,57 Fr + 0,93 Fa , \text{ cuando } 1,54 > 1,14$$

$$P = 0,57 \cdot 4777,2 + 0,93 \cdot 8061,7$$

$$P = 10220,4(N) = 10,22(KN)$$

Con la fórmula de duración de vida nominal en horas, en función de la velocidad de rotación del rodamiento y estimando la Duración del rodamiento en horas, se obtendrá la siguiente relación:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \times \frac{1000000}{60 \times n} ; (P=3, \text{ constante para rodamiento de bolas})$$

$$1092 = \left(\frac{C}{10,22} \right)^3 \times \frac{1000000}{60 \times 120}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{1092 \cdot 60 \cdot 120 \cdot 10,22^3}{10^6}} = 20,32 \text{ (KN)}$$

Por lo tanto se despeja la carga dinámica “C” obteniéndose 20.32 (KN).

Según los cálculos el rodamiento escogido en función del diámetro deseado y según catálogo general SKF es el 2x7302 BECBP, que soporta una capacidad de carga dinámica de 21,2 KN, por lo tanto el rodamiento escogido soportara la exigencia del trabajo producto de las reacciones (ANEXO 8.5).

4.3) Diseño de la tolva: Para calcular el volumen de almacenamiento mínimo que debe tener la tolva utilizamos la siguiente expresión:

$$\delta = \frac{m}{v} \quad (\text{Ecuacion 4.42})$$

Donde:

δ = densidad del cuesco de 1100 (Kg / m^3).

m = masa del grano en kilogramos (Kg).

v = volumen de almacenamiento en metros cúbicos (m^3).

Se detalló que la masa de cuesco de ciruela solicitada es m = 640 kg, despejando de la ecuación 4.1:

$$V_{Re q} = \frac{5(kg)}{1100 \left(\frac{kg}{m^3} \right)}$$

$$V_{Re querido} = 4,55 \times 10^{-3} (m^3)$$

Para facilitar el cálculo del volumen de la tolva se divide en tres sub-volúmenes que se demostrará a continuación.

$$V_{Re querido} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 \quad (\text{Ecuacion 4.43})$$

$$V_1 = V_2 = V_3 = A \cdot L \quad (\text{Ecuacion 4.44})$$

$$v_3 = v_4 = \frac{A \cdot L}{2}$$

(Ecuacion 4.45)

Donde:

v_{tolva} = Volumen de la tova (m^3).

A = Area lateral de la tova (m^2).

L = Longitud de la tova (m).

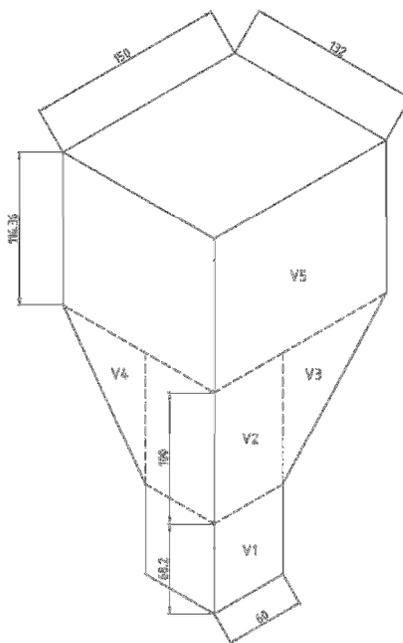


Figura 4.31 Dimensiones de la tolva para el tornillo extrusor.

Se reemplazará las dimensiones en la ecuación 4.43 y 4.44, en la cual se obtendrán los siguientes volúmenes para la tolva:

$$v_1 = 60 \cdot 132 \cdot 68,2 = 540144 (mm^3) = 0,000540144 (m^3)$$

$$v_2 = 60 \cdot 132 \cdot 100 = 792000 (mm^3) = 0,000792 (m^3)$$

$$v_3 = \frac{90 \cdot 100 \cdot 132}{2} = 594000 (mm^3) = 0,000594 (m^3)$$

$$v_4 = \frac{90 \cdot 100 \cdot 60}{2} = 270000 (\text{mm}^3) = 0.00027 (\text{m}^3)$$

$$v_5 = 116,36 \cdot 150 \cdot 132 = 2303856 (\text{mm}^3) = 0.00230392 (\text{m}^3)$$

Haciendo uso de la ecuación 4.42, se obtendrá el volumen de la tolva que debe ser igual al volumen requerido para abastecer de carga al tornillo.

$$V_{\text{Requerido}} = v_1 + v_2 + v_3 + v_4 + v_5 = 0,0045 (\text{m}^3)$$

4.3) Transmisión: El accionamiento por medio de cadena de rodillos y engranajes, constituye un sólido y seguro sistema de transmisión de la energía mecánica. Para obtener un resultado óptimo de la transmisión de este tipo, es fundamental seleccionar correctamente la cadena y engranajes respectivos.

Las transmisiones a cadena reúnen las siguientes ventajas:

- No se producen resbalamientos.
- Se mantiene constante la relación de velocidades.
- El rendimiento es elevado: 98%.
- La carga repartida sobre varios dientes del piñón prolonga la vida útil de la cadena.
- La clásica elasticidad de la cadena, sumada a la película lubricante que se forma entre las partes móviles, amortiguan los golpes por cargas intermitentes.

4.3.1) Método para seleccionar un mando a cadena.

- a) Establecer la relación de transmisión dividiendo las RPM del eje motriz por las RPM del eje seleccionado. No es conveniente proyectar mandos con relaciones mayores de 8 a 1.
- b) Corregir la potencia a transmitir por medio de la tabla de factores de servicio.
- c) Buscar en las tablas de potencia, en base a las RPM del eje motriz, qué

cadena y cantidad de dientes son necesarios para transmitir los HP ya corregidos, evitando en lo posible usar piñones menores de 15 dientes.

d) Multiplicar la cantidad de dientes del piñón por la relación de transmisión para establecer los dientes de la rueda. En caso de resultar una cantidad de dientes fuera de lo normal, se optará por la más próxima, aumentando o disminuyendo proporcionalmente la cantidad de dientes del piñón para mantener la relación de transmisión.

e) Controlar si los engranajes elegidos reúnen las dimensiones necesarias para el caso:

- Diámetro exterior accesible al lugar disponible
- Diámetro de la maza adecuada para el eje que se va a montar. De resultar escasa, se tomara un piñón mayor y se aumentará proporcionalmente la rueda, manteniendo siempre la relación de transmisión.
- Ancho máximo que no exceda el disponible y controlar a la vez el ancho exterior sobre cabezas de pernos en la cadena elegida.

f) Se optará por cadena de doble o triple hilera (doble o triple capacidad de potencia) en el supuesto caso de que surjan algunos de lo inconvenientes que a continuación se mencionan:

- Limitaciones de espacio que obliguen a elegir una cadena de menor paso, resultando por lo tanto más chicos los engranajes.
- Velocidades excesivas para la cadena de simple hilera elegida.

Tabla 4.1 Factores de servicio

Condiciones de Trabajo	Motor Eléctrico		Motor Diesel	
	<i>8-10 hrs.</i>	<i>24 hrs.</i>	<i>8-10 hrs.</i>	<i>24 hrs.</i>
Uniforme	1,00	1,25	1,25	1,5
Semi Pesado	1,25	1,5	1,5	1,75
Pesado	1,5	1,75	1,75	2,00

4.3.2) Cálculo de cadena y piñones: Para la transmisión de cadena se dispondrá de un motorreductor, con una potencia de 0,5 HP , el cuál se puede encontrar con torques elevados y bajísimas velocidades de salida. Cabe decir, que los datos incluidos se consideraron bajo criterio del autor, con el objetivo de realizar un adecuado cálculo en diseño de la máquina.

Datos:

Velocidad eje motriz: 56 rpm

Velocidad del eje accionado tornillo: 120 rpm

Velocidad del eje accionado reductor sin fin : 128 rpm

Motor eléctrico de 0.5 HP trabajando 8 hrs. diarias con servicio pesado.

Relación:

Velocidad eje motriz vs velocidad eje accionado tornillo

$$i = \frac{56}{120} = 0,47$$

Velocidad eje motriz vs velocidad eje accionado reductor sin fin

$$i = \frac{56}{128} = 0,44$$

Potencia Corregida:

$$0,5 \text{ HP} \cdot 0,47 = 0,235 \text{ HP}$$

Con el dato de la potencia corregida, se busca en la tabla de potencias (ver Anexo: tabla de potencia) en base a las RPM del eje motriz resultando:

Cadena:

$\frac{3}{8}$ ” Con piñón de 17 dientes.

Piñón del eje accionado tornillo:

$$17 \cdot 1,092 = 19 \text{ Dientes}$$

Piñón eje accionado reductor sin fin:

$$17 \cdot 1,023 = 17 \text{ Dientes}$$

Al tener calculados los dientes de los piñones, se deberá verificar en la tabla de “piñones y ruedas para cadenas a rodillo – paso $\frac{3}{8}$ ” (ver anexo: Catalogo Ducasse).

Tras una verificación de los datos obtenidos, se observó que el engranaje no cumple con la dimensión del diámetro de la maza requerida, de manera que se aumentará el número de dientes hasta cumplir con lo deseado, y a su vez se aumentará el número de dientes del piñón para mantener de manera aproximada la relación de transmisión.

Los nuevos piñones seleccionados son:

Piñón eje motriz: 17 dientes con un diámetro primitivo de 43,53 [mm]

Piñón eje reductor sinfín: 17 dientes con un diámetro primitivo de 43,53 [mm]

Piñón eje tornillo: 19 dientes con un diámetro primitivo de 48,61 [mm]

Se elegirá los piñones para cadena número 35 (ver anexo: Tabla de dimensiones de las cadenas sencillas) , de modo que la carga de rotura sea aproximadamente siete veces mayor a la carga de trabajo.

Esto es según las consideraciones que se deben realizar al momento de tener velocidades de trabajo relativamente bajas.

4.3.3) Torque requerido por el piñón: Se calculará el torque que se requerirá en el piñón, de modo que sirva como dato al momento de seleccionar el motor reductor a utilizar.

Donde:

n = Velocidad de giro [rpm].

Z = Numero de dientes.

D_p = Diámetro primitivo.

El cálculo se realizará refiriéndose al eje superior, ya que el torque requerido es mayor que en los ejes inferiores.

Se sabe que el torque que debe realizar el eje es:

Torque Rodillo = 429 [N·m]

Torque Tornillo = 100,364 [N·m]

Torque Total = 529 [N·m]

Para calcular la fuerza requerida por la cadena, se emplea la siguiente ecuación de torque:

$$T = F \cdot \frac{D}{2}$$

De modo que despejando la fuerza y reemplazando los datos resulta:

$$F = \frac{2 \cdot T_2}{D_{p2}}$$

Remplazando obtenemos

$$F = \frac{2 \cdot 529}{0,04353} = 24305 [N]$$

Con la fuerza requerida ya calculada, el torque en el piñón deberá ser:

$$T_1 = F \cdot \frac{D_{p1}}{2} = 24305 \cdot \frac{0,04861}{2} = 590,73 [Nm]$$

4.3.4) Accionamiento de los rodillos y tornillo extrusor: El siguiente esquema (figura 4.8), muestra la forma en que se transmitirá la velocidad de giro del moto reductor hacia los piñones. Este hará girar el eje del tornillo extrusor y al reductor sinfín (este último accionará los rodillos), por medio de dos cadenas. El motoreductor será ajustable en su posición para efectos de alineamiento de la transmisión.

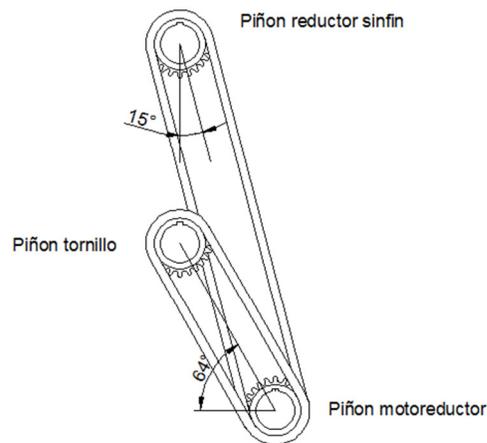


Figura 4.32 Esquema de transmisión.

4.3.5) Selección del motor reductor y reductor sinfín: El torque que debe ejercer el motor reductor que accionará al rodillo superior deberá ser el mismo que ejercerán dos rodillos de trituración y el tornillo extrusor en conjunto, como se muestra en la figura 4.8.

El torque requerido por el motor reductor deberá ser sobre:

$$T = 100,365 + 429 = 529 [N \cdot m]$$

Por lo tanto, se selecciona motor reductor según catálogo SEW-EURODRIVE de la

empresa SEW

Modelo : R17 – DT –80K6

Torque : $T = 565$ (N.m)

Potencia : $P = 0.5$ HP

Reducción : $i = 19,71$

Velocidad : $n = 56$ (rpm)

Fac. de Serv.: $= 1,4$ f

Por otra parte para la elección del reductor sinfín, seleccionamos del catalogo ralpe (ver anexo), el de un torque de 555 Nm, ya que es mayor a los 429Nm. necesarios para el rodillo, y de relación de transmisión de 32, ya que se desea reducir de 128 rpm que recibe el reductor a 3,9 rpm, necesarias para el funcionamiento de los rodillos de acuerdo a su capacidad de trabajo.

CAPÍTULO 5

Conclusiones.

Para este estudio fueron de gran ayuda tanto ensayos experimentales, como la construcción de prototipos. De esta manera se pudo determinar como se comportaba el cuesco del ciruelo europeo ante una fuerza de compresión.

Por otra parte, fue necesario estudiar las alternativas de extracción y trituración, sometiéndolas a una evaluación y seleccionar las más adecuadas.

Se estableció que es completamente posible extraer mecánicamente los ácidos grasos del ciruelo europeo. Sin embargo si se desea que estos sean de consumo humano, se deberá cumplir con el reglamento sanitario del ministerio de salud de Chile.

Así finalmente, este estudio servirá como referencia a la hora de pensar en un prediseño de una máquina extractora, para este tipo de aceite vegetal. Dejando abierta la posibilidad de indagar más sobre el tercer proceso que participa en la elaboración del aceite de ciruelo europeo, la refinación.

CAPÍTULO 6

Bibliografía

Texto.

GROOVER Mikell; Fundamentos de la manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas, Prentice Hall Hispanoamericana S.A, Primera Edición, México, 1996.

C. MERCIER, P. LINKO, J. HARPER, Extrusion Cooking; American Association of Cereal Chemists, EEUU, 1989.

TIMOSHENKO, Stephen, “Mecánica de Materiales”, Segunda edición, Grupo Editorial Iberoamérica, México D.F Año 1986.

SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, México, Año 2002.

HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo; SCHMID, Steven, “Elementos de Maquinas”, Primera edición, McGRAW-HILL/ Interamericana editores, Mexico, Año 2000.

CAPÍTULO 7

Anexos.

Anexo 8.1) Rodamiento 61804.

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings	Designation	
d	D	B	dynamic C	static C ₀	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
20	32	7	4,03	2,32	45000	28000	61804

Calculation factors
 k_r 0,015
 f_g 15

Anexo 8.2) Rodamiento 61904.

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings	Designation	
d	D	B	dynamic C	static C ₀	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
20	37	9	6,37	3,65	43000	26000	61904

Calculation factors
 k_r 0,02
 f_g 15

7.3) Anexo propiedades acero AISI 304.

EL ACERO

IVAN BOHMAN C.A. maneja las siguientes calidades de acero inoxidable:

COMPOSICIÓN QUÍMICA

AISI	% C	% Si	% Mn	% P Max.	% S	% Cr	% Ni	% Mo
304	≤ 0.08	≤ 1.00	≤ 2.00	≤ 0.045	≤ 0.015	18.0-20.0	8.0-10.5	--
316 L	≤ 0.03	≤ 1.00	≤ 2.00	≤ 0.045	≤ 0.015	16.0-18.0	10.0-14.0	2.0-3.0
430	≤ 0.08	≤ 1.00	≤ 1.00	≤ 0.040	≤ 0.015	16.0-18.0	--	--

EQUIVALENCIAS Y PROPIEDADES

AISI	Resistencia a la tracción (Kg/mm ²)	Resistencia a la cedencia mín. (Kg/mm ²)	Elongación %	Dureza HB (max)	W.Nr	AFNOR	European Designation	SS
304	54-75	23	40-50	190	1.4301	Z7C N18-09	X5CrNi18-10	2332
316 L	53-68	24	40-50	200	1.4404	Z3CND17-11-02	X2CrNiMo17-12-2	2343
430	45-60	26	20	180	1.4016	Z8C17	X6Cr17	2320

Aceros con L: 304-L y 316-L tienen ventajas sobre los aceros inoxidables 304 y 316, en cuanto a su mejor soldabilidad. Al tener los aceros con L menor contenido de carbono, disminuye su capacidad de precipitación de carbonos al ser soldados, por lo que las uniones hechas por el calor tienen mejor resistencia a la corrosión que los aceros convencionales 304 y 316. Esto es sumamente importante, cuando el medio ambiente es ácido, como en el caso de alimentos y bebidas.

Anexo 7.4) Dimensiones en pulgadas para algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Anexo 7.5) Rodamientos 2x7302 BECBP.

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation	Bearing arrangement
d	D	2B	dynamic	static	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing	-
mm			kN	C ₀	r/min			
15	42	26	21,2	13,4	16000	20000	2 x 7302 BECBP	DF

Calculation factors
 k_f 0,1
 e 1,14
 X 0,57
 Y_1 0,55
 Y_2 0,93
 Y_0 0,52

Anexo 7.6) Catalogo Motor reductor.

Gearmotors

Motor Power P_n HP	Output Speed n_n rpm	Service Factor	Torque T_n lb-in	OHL F_{n0}	Ratio i	Gear Stages η		Gear	Model Motor
						PrL	Sec.		
0.50	208.0	6.8	151	475	8.16	2	-	R27	DT71D4
	197.0	4.0	160	310	8.63	2	-	R17	DT71D4
	181.0	6.2	174	495	9.41	2	-	R27	DT71D4
	167.0	3.6	188	325	10.15	2	-	R17	DT71D4
	156.0	2.4	200	300	7.64	2	-	R17	DT80K6
	148.0	3.4	210	335	11.45	2	-	R17	DT71D4
	143.0	5.2	220	535	11.86	2	-	R27	DT71D4
	127.0	2.6	250	345	8.63	2	-	R17	DT80K6
	123.0	2.9	255	350	13.84	2	-	R17	DT71D4
	107.0	2.6	295	360	15.84	2	-	R17	DT71D4
	100.0	2.4	315	365	16.99	2	-	R17	DT71D4
	94.0	3.4	335	605	18.08	2	-	R27	DT71D4
	86.0	2.1	365	380	19.71	2	-	R17	DT71D4
	79.0	1.9	395	385	13.84	2	-	R17	DT80K6
	76.0	2.8	415	645	22.32	2	-	R27	DT71D4
	73.0	1.8	430	390	23.15	2	-	R17	DT71D4
	73.0	6.2	430	990	23.28	2	-	R47	DT71D4
	71.0	1.7	445	395	24.07	3	-	R17	DT71D4
	69.0	2.5	455	660	24.47	3	-	R27	DT71D4
	67.0	1.6	470	400	25.23	2	-	R17	DT71D4
	65.0	2.4	485	670	26.09	2	-	R27	DT71D4
	60.0	2.2	525	685	28.37	2	-	R27	DT71D4
	56.0	1.4	565	410	19.71	2	-	R17	DT80K6
	55.0	3.4	575	1000	31.12	2	-	R47	DT71D4
	53.0	1.3	590	415	31.94	3	-	R17	DT71D4
	52.0	1.9	605	715	32.47	3	-	R27	DT71D4
	52.0	3.0	600	1060	32.40	3	-	R37	DT71D4
	50.0	3.4	625	1110	33.79	2	-	R47	DT71D4
	47.0	1.1	670	425	36.20	3	-	R17	DT71D4
	46.0	1.7	680	735	36.79	3	-	R27	DT71D4
	46.0	2.6	680	1100	36.72	3	-	R37	DT71D4
	44.0	1.1	715	425	38.61	3	-	R17	DT71D4
	43.0	1.6	730	750	39.25	3	-	R27	DT71D4
	43.0	2.4	725	1120	39.17	3	-	R37	DT71D4
	40.0	3.3	795	1190	42.87	3	-	R47	DT71D4
	38.0	1.4	830	775	44.90	3	-	R27	DT71D4
	38.0	2.1	830	1160	44.81	3	-	R37	DT71D4
	35.0	1.3	890	785	48.17	3	-	R27	DT71D4
	35.0	2.0	890	1190	48.08	3	-	R37	DT71D4
	34.0	1.3	930	795	32.47	3	-	R27	DT80K6
32.0	2.7	980	1270	52.69	3	-	R47	DT71D4	
30.0	1.1	1040	810	55.87	3	-	R27	DT71D4	

NOTES: Consult Assembly Center for additional speed (rpm) selections or dimension pages not listed.
 See page 42 for available mounting options. See page 156 for weights.
 Overhung loads (OHL) are at shaft midpoint.
 See page 121 for index to R gearmotor dimension pages. Dimensions are on pages 122 • 150.
 PrL = primary reducer Sec. = secondary reducer.

Anexo 7.7) Catalogo Reductor Sinfín Corona.



10.—SELECCION DE REDUCTORES (Continuación)

n ₂	n ₁	Ratión de Transmisión i	TAMAÑO DEL REDUCTOR																							
			32		40		50		63		80		100		125		160		200		250					
			P _{N1} kW.	M _{N2} daNm																						
14	1.400	ES100	0,08	3,3	0,16	6,7	0,26	12,4	0,51	23,5	0,95	44,4	1,69	79	3,02	146	5,6	278	10,1	515	14,5	782				
	1.120	ES 80	0,09	3,72	0,17	7,4	0,3	13,4	0,58	27,4	1,05	51	1,95	93	2,66	137	5,1	269	9,1	488	16,2	887				
	900	ES 63	0,1	4,02	0,19	8,4	0,33	15,2	0,5	25,4	0,92	47,9	1,68	86	2,95	154	5,5	293	10,1	545	17,8	983				
	900	S 63	—	—	0,13	5	0,23	9	0,4	16,9	0,73	32,2	1,25	55	2,21	100	4,14	195	7,4	357	12,9	661				
	710	ES 50	0,11	4,56	0,16	7,8	0,28	14,3	0,53	27,2	0,98	51	1,75	90	3,18	168	6	321	10,3	573	17,7	1.000				
	710	S 50	0,08	2,97	0,13	5,2	0,24	9,9	0,42	18,6	0,78	35,6	1,34	61	2,49	115	4,72	228	8,5	419	15	768				
	560	S 40	0,08	3,3	0,14	5,9	0,26	11	0,48	21,6	0,87	40,7	1,54	71	2,69	128	5,3	256	9,3	469	16,7	865				
	450	S 32	0,09	3,72	0,16	6,7	0,26	12,4	0,51	23,5	0,95	44,4	1,69	79	3,02	146	5,6	278	10,1	515	14,5	782				
355	S 25	0,1	4,02	0,17	7,4	0,3	13,4	0,58	27,4	1,05	51	1,95	93	2,66	137	5,1	269	9,1	488	16,2	887					
11,2	1.400	ES125	0,07	3,15	0,12	6,3	0,22	11,7	0,42	23	0,76	43,5	1,35	76	2,36	138	4,64	276	8	494	14,3	910				
	1.120	ES100	0,07	3,51	0,14	7,2	0,24	13	0,44	24,5	0,82	47,4	1,47	84	2,65	156	4,97	299	8,3	555	12,7	841				
	900	ES 80	0,08	3,9	0,14	7,9	0,26	14,3	0,5	28,5	0,92	54	1,71	99	2,31	146	4,46	288	7,9	523	14,1	954				
	710	ES 63	0,08	4,29	0,16	8,9	0,29	16,2	0,43	28,9	0,8	51	1,43	89	2,55	164	4,79	313	8,7	583	15,2	1.030				
	710	S 63	—	—	0,11	5	0,2	9,8	0,35	18	0,64	34,5	1,12	59	1,96	108	3,59	205	6,4	377	11,7	716				
	560	ES 50	0,09	4,86	0,13	8,3	0,24	15,1	0,46	28,8	0,85	55	1,48	94	2,7	175	5,2	342	8,3	612	15,3	1.069				
	560	S 50	0,07	3,15	0,11	5,6	0,21	10,5	0,37	19,9	0,69	38,1	1,19	65	2,2	124	4,07	238	7,3	441	13	810				
	450	S 40	0,07	3,51	0,12	6,3	0,22	11,7	0,42	23	0,76	43,5	1,35	76	2,36	138	4,64	276	8	494	14,3	910				
355	S 32	0,08	3,9	0,14	7,2	0,24	13	0,44	24,5	0,82	47,4	1,47	84	2,65	156	4,97	299	8,3	555	12,7	841					
9	1.400	ES160	—	—	0,1	5,8	0,18	11,2	0,33	21,2	0,62	41,5	1,05	70	1,9	130	3,61	256	6,5	474	11,2	852				
	1.120	ES125	0,06	3,36	0,11	6,7	0,19	12,2	0,37	24,5	0,68	47,3	1,2	81	2,09	147	4	288	7,1	530	12,7	979				
	900	ES100	0,06	3,66	0,12	7,6	0,21	14	0,39	26,5	0,72	50	1,29	90	2,31	166	4,34	320	7,7	581	10,8	880				
	710	ES 80	0,07	4,2	0,13	8,3	0,22	15,1	0,43	30,3	0,78	58	1,49	106	2,01	156	3,87	307	6,9	559	12,3	1.020				
	560	ES 63	0,07	4,53	0,14	9,4	0,25	17,5	0,37	28,5	0,69	54	1,23	95	2,17	171	4,16	334	7,5	621	13,2	1.099				
	560	S 63	—	—	0,09	5,1	0,17	10	0,31	19,2	0,57	36,9	0,97	62	1,7	113	3,2	221	5,5	396	10,1	753				
	450	ES 50	0,08	5,2	0,11	8,6	0,21	16	0,39	30,4	0,73	58	1,31	102	2,33	186	4,39	357	7,7	651	13,3	1.138				
	355	S 50	0,06	3,36	0,1	5,8	0,18	11,2	0,33	21,2	0,62	41,5	1,05	70	1,9	130	3,61	256	6,5	474	11,2	852				
7,1	1.400	ES200	—	—	0,07	5,2	0,14	10,2	0,26	20	0,49	39,2	0,84	66	1,47	121	2,73	231	4,32	520	8,6	790				
1.120	ES160	—	—	0,08	6,1	0,15	11,7	0,27	22	0,51	42,4	0,9	74	1,64	139	3,06	267	5,5	496	9,7	914					
900	ES125	0,05	3,51	0,09	7	0,16	12,9	0,31	25,4	0,56	48,2	1,01	85	1,79	157	3,44	307	6	554	10,7	1.024					
710	ES100	0,05	3,9	0,1	7,9	0,18	14,3	0,33	27,5	0,6	52	1,09	93	1,94	173	3,72	341	6,6	621	10,8	938					
560	ES 80	0,06	4,3	0,1	8,6	0,19	16	0,36	31,4	0,66	59	1,24	110	1,87	182	3,23	319	5,9	595	10,5	1.087					
560	S 80	0,06	4,8	0,12	9,8	0,2	17,8	0,3	29,5	0,58	57	1,03	99	1,84	181	3,47	347	6,3	646	11,2	1.171					
450	ES 63	—	—	0,07	5,2	0,14	10,2	0,26	20	0,49	39,2	0,84	66	1,47	121	2,73	231	4,32	520	8,6	790					
355	ES 50	0,06	5,3	0,09	9,1	0,17	16,6	0,32	31	0,6	60	1,1	108	1,94	193	3,72	378	6,4	677	11	1.184					
355	S 50	0,05	3,51	0,08	6,1	0,15	11,7	0,27	22	0,51	42,4	0,9	74	1,64	139	3,06	267	5,5	496	9,7	914					
5,8	1.120	ES200	—	—	0,06	5,3	0,12	10,4	0,22	20,8	0,41	40,8	0,72	70	1,28	128	2,36	246	4,09	444	7,4	845				
	900	ES160	—	—	0,07	6,4	0,13	12,3	0,23	23,3	0,43	44,1	0,77	77	1,41	147	2,64	285	4,73	529	8,2	955				
	710	ES125	—	—	0,08	7,2	0,14	13,4	0,26	26,4	0,48	51	0,85	88	1,51	163	2,96	327	5,1	590	9,2	1.092				
	560	ES100	0,04	3,69	0,08	8,1	0,15	15,1	0,27	28,6	0,51	55	0,91	97	1,64	180	3,12	351	5,7	660	9,3	997				
	450	ES 80	0,04	4	0,09	9,1	0,16	16,5	0,3	33,2	0,57	63	1,06	116	1,42	171	2,68	332	4,91	618	8,7	1.131				
	355	ES 63	0,05	4,53	0,1	10,3	0,17	18,4	0,25	31,1	0,48	59	0,86	104	1,53	188	2,93	368	5,2	671	9,3	1.217				
	355	S 63	0,05	4,95	0,06	5,3	0,12	10,4	0,22	20,8	0,41	40,8	0,72	70	1,28	128	2,36	246	4,09	444	7,4	845				
	4,5	900	ES200	—	—	0,05	5,4	0,1	10,6	0,19	21,4	0,35	42,4	0,62	73	1,09	133	2,06	262	3,59	473	6,4	882			
710		ES160	—	—	0,06	6,8	0,11	12,8	0,2	24,2	0,37	46,6	0,66	80	1,21	153	2,3	302	4,14	562	7,2	1.018				
560		ES125	0,03	3,84	0,06	7,5	0,12	13,9	0,22	27,8	0,41	53	0,74	93	1,29	169	2,53	339	4,48	626	8	1.160				
450		ES100	0,04	4,17	0,07	8,4	0,12	15,6	0,23	29,6	0,44	57	0,79	102	1,42	191	2,67	369	4,83	687	6,7	1.036				
355	ES 80	0,04	4,68	0,07	9,4	0,13	17,1	0,26	34,3	0,47	65	0,9	121	1,2	177	2,32	351	4,15	642	7,4	1.175					
3,55	710	ES200	—	—	0,04	5,5	0,08	10,8	0,15	21,7	0,3	44,6	0,53	76	0,93	139	1,74	272	3,09	502	5,5	937				
	560	ES160	—	—	0,05	6,9	0,09	13,2	0,17	25,5	0,31	48,3	0,56	85	1,01	159	1,95	314	3,47	584	6,2	1.080				
	450	ES125	0,03	3,96	0,05	8	0,1	14,6	0,18	28,8	0,35	56	0,62	96	1,1	179	2,11	353	3,76	650	6,7	1.205				
	355	ES100	0,03	4,38	0,06	8,8	0,1	16,4	0,19	31,1	0,36	59	0,66	106	1,19	196	2,27	390	4,04	713	5,56	1.075				
2,8	560	ES200	—	—	0,03	5,6	0,07	11	0,12	22,1	0,25	45,4	0,45	80	0,79	146	1,47	282	2,6	522	4,73	992				
	450	ES160	—	—	0,04	7,3	0,08	13,9	0,14	26,4	0,26	51	0,47	88	0,87	167	1,6	325	2,93	606	5,2	1.122				
	355	ES125	0,02	4,17	0,05	8,2	0,08	15,3	0,15	30,2	0,29	58	0,53	102	0,92	185	1,8	372								

Anexo 7.8) Tabla de potencias.

TRANSMISIONES POR CADENAS DE RODILLOS															
Tabla de Potencias															
Potencia (en HP) transmisible por las cadenas de simple hilera, en función de la cantidad de dientes del piñón y de la velocidad (en r.p.m.) a que trabaja el mismo.															
RPM del Piñón	Paso 3/8"					Paso 1/2" x 5/16"					Paso 5/8"				
	Veloc. Max 3900 RPM					Veloc. Max 3000 RPM					Veloc. Max 2000 RPM				
	Dientes					Dientes					Dientes				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
50	0.14	0.15	0.17	0.19	0.20	0.30	0.40	0.45	0.50	0.55	0.55	0.60	0.66	0.73	0.80
150	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	1	1.10	1.20	1.30	1.45	1.40	1.60	1.80	2	2.20
250	0.60	0.65	0.75	0.85	0.90	1.45	1.65	1.85	2.05	2.25	2.20	2.50	2.80	3.10	3.40
400	0.90	1	1.10	1.25	1.35	2.30	2.45	2.70	3	3.30	3.20	3.60	4.10	4.50	4.90
600	1.30	1.40	1.55	1.75	1.90	3	3.30	3.70	4.10	4.50	4.30	4.80	5.40	5.90	6.50
950	1.65	1.90	2.15	2.40	2.60	4	4.45	4.95	5.50	6	5.40	6.20	7	7.70	8.40
1500	2.25	2.50	2.80	3.10	3.40	4.80	5.40	6	6.70	7.30	6.10	6.90	7.70	8.50	9.25
2000	2.60	2.80	3.15	3.50	3.80	5	5.50	6.20	7	7.50	6.10	6.90	7.70	8.50	9.25
2500	2.70	3	3.30	3.70	4	5	5.50	6.20	7	7.50					
3000	2.70	3	3.30	3.70	4	5	5.50	6.20	7	7.50					
3500	2.70	3	3.30	3.70	4										
RPM del Piñón	Paso 3/4"					Paso 1"					Paso 1 1/4"				
	Veloc. Max 1700 RPM					Veloc. Max 1250 RPM					Veloc. Max 850 RPM				
	Dientes					Dientes					Dientes				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
50	0.90	1	1.10	1.25	1.35	2.40	2.85	3.05	3.40	3.70	4.10	4.75	5.30	5.90	6.45
100	1.60	1.85	2.10	2.30	2.50	4.50	5.10	5.70	6.30	6.85	7.70	8.70	9.80	1.80	11.80
200	3	3.30	3.70	4.15	4.50	8	9	10	11	12.10	13	15	16.80	18.60	20.40
400	4.90	5.60	6.30	6.90	7.60	13	14.80	16.50	18.30	20	20.60	23.50	26.20	29	31.60
600	6.50	7.40	8.30	9.10	10	15.80	18	20.60	22.40	24.50	23.40	26.50	29.70	33	36
950	7.70	8.70	9.70	10.80	11.80	17	20	23	25	27					
1500	8	9	10	11	12										
1700	8	9	10	11	12										
RPM del Piñón	Paso 1 1/2"					Paso 1 3/4"					Paso 2"				
	Veloc. Max 700 RPM					Veloc. Max 550 RPM					Veloc. Max 450 RPM				
	Dientes					Dientes					Dientes				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
30	4.50	5	6	7	7.50	5.80	6	7.50	8.50	10	9.50	11	12.40	13.70	15
75	11	12.70	14	15.50	17	16	17.80	20	22	24	20	23.30	26	29	31.50
175	22	24	26	29	32	26	31	35	38	42	40	45	50	55	60
250	25	29	33	36	39	33	38	44	48	52	46	53	59	66	72
400	32	37	41	45	49	43	47	51	58	63	57	65	72	79	86
550	36	40	45	49	53	46	53	58	64	70					
700	38	42	47	51	55										
RPM del Piñón	Paso 2 1/2"														
	Veloc. Max 350 RPM														
	Dientes														
	15	17	19	21	23										
30	20	23	25.50	28.50	31										
70	43	46	51	57	62										
140	68	74	83	91	100										
200	73	81	91	100	110										
260	82	90	100	110	120										
300	82	90	100	110	120										
350	82	90	100	110	120										

Nota: a) La potencia transmisible por las cadenas de dos o mas hileras, es dos o mas veces mayor que la de simple hilera.

b) En las tablas precedentes figuran valores de potencias para piñones de 15, 17, 19, 21 o 23 dientes. En caso de ser otra la cantidad de dientes, considerar la potencia del piñón inmediato inferior.

c) Para las velocidades extremadamente bajas elegir la cadena por su resistencia a la rotura sin tener en cuenta la potencia. La carga de rotura debe ser como minimo siete veces mayor que la carga de trabajo.

Anexo 7.9) Catalogo Piñones DUCASSE.

PIÑONES / NORMA BS

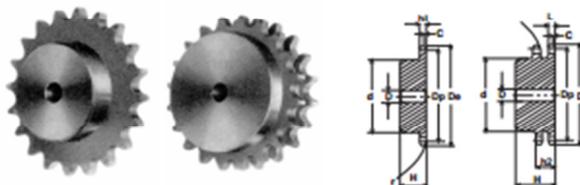
DUCASSE
COMERCIAL

Piñones para cadena simple y doble de rodillos según las normas: DIN 8187 - ISO/R 606

8 x 3,0 mm 05B - 1-2
ISO

CADENA:		mm
Paso		8
Ancho interno		3
Rodillo e		5

PIÑONES		mm
Radio diente r	r	8,0
Ancho radio C	C	1,0
Ancho diente hn	hn	2,8
Ancho diente L	L	2,7
Ancho diente ha	ha	8,3
Ancho diente ha	ha	-
Altura total H	H	-



Z	De	Dp	PS			PD		
			d	D	H	d	D	H
8	24,0	20,90	13	6	12	12	8	18
9	26,6	23,39	15	6	12	15	8	18
10	29,2	25,89	17	8	12	17	8	18
11	31,7	28,39	18	8	13	19	10	18
12	34,2	30,91	20	8	13	21	10	18
13	36,7	33,42	23	8	13	24	10	18
14	39,2	35,95	25	8	13	26	10	18
15	41,7	38,48	28	8	13	29	10	18
16	44,3	41,01	30	8	14	32	10	20
17	46,8	43,53	30	8	14	34	10	20
18	49,3	46,07	30	8	14	37	10	20
19	51,9	48,61	30	8	14	39	10	20
20	54,4	51,14	30	8	14	40	10	20
21	57,0	53,67	35	8	14	40	10	20
22	59,5	56,21	35	8	14	40	10	20
23	62,0	58,75	35	8	14	40	10	20
24	64,6	61,29	35	8	14	40	10	20
25	67,5	63,83	35	8	14	40	10	20
26	69,5	66,37	40	10	16	50	12	22
27	72,2	68,91	40	10	16	50	12	22
28	74,8	71,45	40	10	16	50	12	22
29	77,3	73,99	40	10	16	50	12	22
30	79,8	76,53	40	10	16	50	12	22
31	82,4	79,08	40	10	16	60	12	22
32	84,9	81,61	40	10	16	60	12	22
33	87,5	84,16	40	10	16	60	12	22
34	90,0	86,70	40	10	16	60	12	22
35	92,5	89,24	40	10	16	60	12	22
36	95,0	91,79	40	10	16	60	12	22
37	97,6	94,33	40	10	16	60	12	22
38	100,2	96,88	40	10	16	60	12	22
39	102,7	99,42	40	10	16	60	12	22
40	105,2	101,97	40	10	16	60	12	22
45	118,0	114,69	60	12	20			
50	130,7	127,41	60	12	20			
57	148,6	145,22	80	14	20			
76	197,7	193,59	80	20	25			

OFICINAS GENERALES Av.Lib.Bdo.O'Higgins 1460 piso 5 y 8, Santiago Tel: (56-2) 6963126 Fax: (56-2) 6964678 - 6952644
SANTIAGO Av.Lib.Bdo.O'Higgins 1472- Lord Cochrane 136-Av.Vicuña Mackenna 1473-Panam. Norte, Km 16 1/2 Cam. La Mostaña 55 alto 38-39Lampa

Anexo 7.10) Catalogo Cadena INTERMEC.

INTERMEC

www.intermec.com.co

TABLA DE DIMENSIONES DE LAS CADENAS ANSI SENCILLAS

En pulgadas. El paso figura tanto en pulgadas como en milímetros. Para convertir a milímetros cualquier otra dimensión, multiplíquese por 25.4



CADENA NUMERO	DIMENSIONES							LIMITE DE ROTURA Lbs.	PESO Lbs. POR PIE 30.5 cms.
	PASO "P"	LARGO RODILLO "W"	DIAMETRO RODILLO "D"	DIAMETRO PASADOR "C"	GRUESO CHAPETA "F"	ANCHO CHAPETA "H"	M.		
25	1/4" * 6.35 mm	0.125	0.130	0.0905	0.030	0.234	0.188	0.875	0.09
35	3/8" * 9.52 mm	0.187	0.200	0.141	0.050	0.350	0.267	2.100	0.21
40	1/2" * 12.7 mm	0.312	0.312	0.156	0.060	0.466	0.380	3.700	0.42
50	5/8" * 15.87 mm	0.375	0.400	0.200	0.080	0.584	0.460	6.100	0.69
60	3/4" * 19.05 mm	0.500	0.468	0.234	0.094	0.700	0.586	8.500	1.00
80	1" * 25.4 mm	0.625	0.625	0.312	0.125	0.934	0.741	14.500	1.71
100	1 1/4" * 31.75 mm	0.750	0.750	0.375	0.156	1.166	0.923	24.000	2.58
120	1 1/2" * 38.10 mm	1.000	0.875	0.437	0.187	1.400	1.150	34.000	3.87
140	1 3/4" * 44.45 mm	1.000	1.000	0.500	0.219	1.634	1.215	46.000	4.95
160	2" * 50.80 mm	1.250	1.125	0.562	0.250	1.866	1.451	58.000	6.61
200	2 1/2" * 63.50 mm	1.500	1.562	0.781	0.312	2.250	1.777	95.000	10.96
240	3" * 76.20 mm	1.875	1.875	0.937	0.375	2.800	2.187	130.000	16.50

* Significa sin rodillos

NOTA: Para convertir libras (peso) a kilos, se divide por 2.2. Las transmisiones no se deben calcular con fundamento en el límite de rotura de las cadenas, sino teniendo en cuenta la capacidad de carga de trabajo o la capacidad de transmisión de potencia expresada en HP. Véase tablas de transmisión de potencia.



TABLA DE DIMENSIONES

