



# Universidad Austral de Chile

Facultad de Ciencias de la Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Civil Mecánica

## DISEÑO DE MÁQUINA TRILLADORA PORTATIL

Trabajo para optar al Título de:  
**Ingeniero Mecánico**

Profesor Patrocinante:  
Sr. Héctor Noriega Fernández.  
Ingeniero en Ejecución Mecánico.  
M.Sc. Ingeniería de Producción  
Ph.D. en Ciencias de la Ingeniería

VICTOR OSVALDO MERA ARANA  
Valdivia - Chile  
2009

El Profesor Patrocinante y Profesores Informantes de Trabajo de Titulación comunican al Director de Escuela de Mecánica de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería que el Trabajo de Titulación del señor:

***VICTOR OSVALDO MERA ARANA***

Ha sido aprobado en el examen de defensa rendido el día ....., como requisito para optar al Título de Ingeniero Mecánico. Y, para así conste para todos los efectos firman:

**PROFESOR PATROCINANTE**

Héctor Noriega Fernández .....

**PROFESORES INFORMANTES**

Luis Cárdenas G. ....

Milton Lemarie O. ....

## **AGRADECIMIENTOS**

Quiero agradecer al Profesor Héctor Noriega, por su constante ayuda en la elaboración de esta Tesis, por su disponibilidad y apoyo.

También, quiero agradecer a los Profesores Luís Cárdenas y Milton Lemarie por la colaboración prestada en el desarrollo de este trabajo.

# ÍNDICE

<b>Capítulo</b>	<b>Página</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>1</b>
<b>SUMMARY</b>	<b>2</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>3</b>
<b>2. Marco Teórico</b>	<b>4</b>
<b>2.1. Actualidad agropecuaria nacional y regional</b>	<b>4</b>
<b>2.2. Descripción de las máquinas y proceso de trilla</b>	<b>6</b>
<b>2.3. Hipótesis</b>	<b>9</b>
<b>2.4. Objetivos</b>	<b>9</b>
<b>2.5. Especificaciones de diseño</b>	<b>10</b>
<b>3. Síntesis y Evaluación de Alternativas Planteadas.</b>	<b>10</b>
<b>4. Diseño de máquina trilladora</b>	<b>19</b>
<b>5. Seguridad, soldadura y pintura</b>	<b>72</b>
<b>6. Atenuación de vibraciones</b>	<b>73</b>
<b>7. Análisis Estructura</b>	<b>79</b>
<b>8. Análisis modal (Modal Analysis), eje excéntrico</b>	<b>81</b>
<b>9. Análisis de costos</b>	<b>88</b>
<b>9.1. Costo de materiales</b>	<b>88</b>
<b>9.2. Costos mano de obra</b>	<b>88</b>
<b>9.3. Costos de importación</b>	<b>89</b>
<b>9.4. Costo total</b>	<b>90</b>
<b>10. Comparación alternativas de importación</b>	<b>90</b>
<b>11. Conclusiones</b>	<b>92</b>
<b>12. Bibliografía</b>	<b>93</b>
<b>Anexos</b>	<b>96</b>
<b>Planos</b>	

<b>Tablas</b>	<b>Página</b>
2.1. Cultivos anuales, número explotaciones tipo de productor	4
2.2. Cultivos anuales, superficie cultivada tipo de productor	5
2.3. Cultivos superficie, producción y rendimiento, XI Región	6
3.1. Ventajas y desventajas de las alternativas	17
3.2. Calificaciones alternativas	19
4.1. Propiedades de los materiales a trillar	20
4.2. Selección de malla de tamizado	21
4.3. Factor de tamaño tornillo transportador	43
4.4. Material piezas modelación cilindro batidor	56
4.5. Resumen unidades de rodamiento.	62
4.6. Fuerzas en árbol principal.	66
4.7. Propiedades de materiales ensamble	68
4.8. Selección chavetas según diámetro de eje y buje utilizado.	71
4.9. Selección tensores según Fe	72
7.1. Propiedades de materiales de la estructura	79
8.1. Frecuencias naturales de vibrar	83
8.2. Desplazamientos, análisis modales	84

<b>Figuras</b>	<b>Página</b>
2.1. Superficie de cultivos anuales	5
2.2. Tambor giratorio	7
2.3. Sistema de limpieza	7
3.1. Diagrama de bloques máquina	11
3.2. Trilladora Portátil Modelo VST, VSM	13
3.3. Trilladora Portátil Modelo VSCM, VSCT	14
4.1. Transmisión a eje excéntrico o cigüeña	22
4.2. Transmisión en V eje excéntrico	23
4.3. Transmisión por engranajes	26
4.4. Cilindro desgranador	29
4.5. Cóncavo	29
4.6. Transmisión cilindro batidor o sacapaja	30
4.7. Transmisión cilindro desgranador	32
4.8. Ángulos transmisión cilindro desgranador	34
4.9. Transmisión de potencia con tensión constante en lado flojo	36
4.10. Transmisión ventilador centrífugo	40
4.11. Tornillo sin fin	44
4.12. Transmisión compuesta tornillo sin fin	45
4.13. Transmisión por engranajes	47
4.14. Transmisión árbol principal	48
4.15. Construcción de modelos función a función	51
4.16. Esquema del método de análisis	53
4.17. Ensamble cilindro batidor	54
4.18. Conexiones y fuerzas, cilindro batidor	54
4.19. Conexiones y velocidad en rad/seg.	55
4.20. Definición material eje cilindro batidor	55
4.21. Fuerzas en el eje del cilindro batidor	57
4.22. Criterio de falla, eje cilindro batidor	59
4.23. Esfuerzo máximo eje batidor	59
4.24. Desplazamiento máximo eje batidor	59
4.25. Índice de falla	60
4.26. Cilindro desgranador	62

4.27. Restricciones, eje cilindro desgranador	63
4.28. Fuerzas y restricciones en el eje cilindro desgranador	63
4.29. Esfuerzo máximo eje cilindro desgranador	64
4.30. Desplazamiento máximo eje cilindro desgranador	65
4.31. Índice de falla eje cilindro desgranador	65
4.32. Ensamble árbol principal	66
4.33. Restricciones árbol principal	67
4.34. Fuerzas en el árbol principal	68
4.35. Esfuerzo máximo, árbol principal	69
4.36. Desplazamiento máximo	69
4.37. Índice de falla, árbol principal	70
4.38. Tensor Rosta	71
5.1. Carcaza protección transmisiones	72
6.1. Modelo idealizado de un grado de libertad	74
6.2. Diferencia entre sistemas de montajes	75
6.3. Soportes, ventilador	76
6.4. Centro gravedad, voluta y rodete del ventilador	77
6.5. Centro gravedad, ensamble	77
6.6. Posición soportes	78
7.1. Fuerzas en estructura de máquina trilladora	79
7.2. Esfuerzos máximos, estructura	80
7.3. Índice de falla, estructura	80
8.1. Ensamble eje excéntrico	81
8.2. Definición de análisis, en módulo motion	82
8.3. Velocidad/tiempo del análisis de movimiento	82
8.4. Frecuencias naturales de vibrar, eje excéntrico	84
8.5. Desplazamiento máximo, dirección Z, modo 1	85
8.6. Desplazamiento máximo, dirección Y, modo 2	86
8.7. Desplazamiento máximo, dirección Z, modo 3	86
8.8. Esfuerzo máximo, modo combinado	87
8.9. Índice de falla, modo combinado	88
10.1. Trilladora modelo SLPT-MR/G	90
10.2. Trilladora modelo SLPR-UMB/G	91
10.3. Máquina trilladora portátil VSM	91

## **Anexos**

1. Tabla vida útil SII
2. Tablas cálculo tornillo sin fin
3. Atenuación como función de frecuencia natural y frecuencia de excitación
4. Cotizaciones

## RESUMEN

El siguiente trabajo tiene como objetivo diseñar y analizar estructuralmente, con el software Pro/Engineer Wildfire 2.0, una máquina trilladora para trigo, avena y cebada para los pequeños agricultores de la provincia de Coyhaique.

En primer lugar se da a conocer la actualidad agropecuaria a nivel nacional y regional, identificando los principales cultivos de la zona. Además de una descripción de las máquinas trilladoras y el proceso de trilla, con el fin de identificar adecuadamente las variables involucradas en el problema.

Una vez conocidas e identificadas las variables, se proponen y analizan dos alternativas, con dos variantes cada una. De ellas, una alternativa es elegida según las características y aspectos evaluados.

Luego, se analiza físicamente el material con el que se va a trabajar, para así obtener los datos de entrada para el diseño y análisis estructural de la máquina trilladora portátil.

Finalizado el análisis estructural y el diseño final de la trilladora, se procede a hacer un estudio de costos de construcción. Además, se realizó una comparación con máquinas de similares características, para poder formular las conclusiones finales.

## **SUMMARY**

The objective of the following work is to design and analysis structurally, with the Pro Engineer Wildfire 2,0, a threshing machine for wheat, oat and barley for the petty farmers of Coyhaique's province.

In the first place it is opened into knowing agricultural present time to national and regional level, identifying the principal cultivations of the zone. In addition to a description of the threshing hardware and red mullet's process, with the aim of identifying adequately variables implicated in the problem.

Once known and identified the variables, it is proposed and each examines two alternatives, with two variants one . Theirs, an alternative she is elected according to the characteristics and aspects evaluated.

Next, the material that he goes for being worked up with is examined physically stops thus obtaining the input data for the design and structural analysis of the threshing easily portable machine.

Once structural analysis was finalized and the threshing machine's final design, one proceeds to do a study of building costs. Besides, a comparison with threshers of similar characteristics, to be able to formulate final conclusions came true .

## **1. Introducción**

Actualmente, el trigo desempeña un rol fundamental, puesto que uno de sus derivados: la harina, es uno de los productos de mayor consumo en el mundo entero. Además forma parte importante dentro de la producción debido a su uso como alimento de diferentes especies como aves, cerdos, caballos, etc., especialmente cuando hablamos de pequeños agricultores.

Al igual que el trigo, en la undécima región, el grano de avena se emplea principalmente en la alimentación del ganado, aunque también es utilizada como planta forrajera, en pastoreo, heno o ensilado, sola o con leguminosas forrajeras.

Pero, la maquinaria para trillar existente en la región, no satisface las necesidades de los pequeños agricultores debido a que es costosa y además no se adapta a las condiciones de terreno principalmente por su tamaño.

Debido a lo anterior éste trabajo tiene por finalidad diseñar una máquina que realice el trabajo de desgranar, limpiar trigo o avena una vez que el grano halla sido cosechado manualmente.

Por lo tanto, se estima que la mecanización en forma simple y práctica en la etapa de desgrane, limpieza y ensacado en el proceso de cosecha de trigo o avena será un aporte al sector agrícola regional.

## 2. Marco Teórico

### 2.1. Actualidad agropecuaria nacional y regional

Según la publicación de la Oficina de Estudios y Políticas Agrarias, ODEPA, en conjunto con el Instituto de Desarrollo Agropecuario, INDAP y a partir de la información del último censo nacional agropecuario, INE 1997; se puede apreciar en las tablas 2.1 y 2.2 que tanto el trigo blanco como la avena son dos de los principales cultivos a nivel nacional, después de la papa.

En la tabla 2.1 referida a la agricultura de subsistencia, 4764 explotaciones corresponden a avena y 10842 explotaciones a trigo. Mientras que en lo referido a productores medianos estas corresponden a 2037 para avena y 5073 para el trigo blanco [13].

CULTIVOS ANUALES: número de explotaciones según tipo de productor						
Cultivo	Subsistencia	Pequeño			Sin clasificar	Total general
		empresarial	Mediano	Grande		
Arroz (con cáscara)	64	1.907	351	209	7	2.538
Arveja (grano seco)	490	2.477	131	36	17	3.151
Avena (grano seco)	4.764	28.180	2.037	1.472	110	36.563
Cebada cervecera	45	623	261	299	3	1.231
Cebada forrajera	435	1.717	138	149	9	2.448
Centeno	119	473	27	26	1	646
Chícharo	505	949	34	9	10	1.507
Garbanzo	375	1.893	239	121	13	2.641
Lenteja	783	3.174	194	73	21	4.245
Lupino (grano seco)	78	1.999	65	125		2.267
Maíz (grano seco)	4.575	17.689	2.156	1.195	713	26.328
Papa	26.080	59.483	3.872	1.546	1.013	91.994
Poroto de consumo interno	4.044	17.586	1.980	631	530	24.771
Poroto de exportación	475	3.052	584	258	52	4.421
Raps	22	120	70	137	1	350
Remolacha azucarera	143	5.783	1.289	660	17	7.892
Tabaco	22	933	126	45		1.126
Trigo blanco	10.842	70.303	5.073	2.776	717	89.711
Trigo candéal	240	1.874	519	519	12	3.164
Triticale	53	572	110	237	3	975
Otros	174	719	79	65	7	1.044
<b>Total cultivos</b>	<b>38.014</b>	<b>118.721</b>	<b>8.993</b>	<b>4.951</b>	<b>2.249</b>	<b>172.928</b>

*Fuente: elaborado por ODEPA a partir de la información del VI Censo Nacional Agropecuario, INE 1997.  
El total de las explotaciones es menor que la suma por especie, dado que en algunas se ha desarrollado más de un cultivo.*

Tabla N° 2.1

En la tabla 2.2 se aprecia que para la agricultura de subsistencia 3001 has corresponden al cultivo de avena y 11300 has al trigo blanco. Mientras que en lo que a medianos productores se refiere 16123 has de avena y 62174 has corresponden a trigo [13].

CULTIVOS ANUALES: superficie cultivada según tipo de productor (ha)						
Cultivo	Subsistencia	Pequeño empresarial	Mediano	Grande	Sin clasificar	Total general
Arroz (con cáscara)	188	10.354	5.353	9.840	27	25.762
Arveja (grano seco)	229	1.598	244	501	8	2.580
Avena (grano seco)	3.001	40.217	16.123	45.076	83	104.499
Cebada cervecera	73	2.756	3.949	9.460	1	16.239
Cebada forrajera	249	2.336	776	2.366	8	5.734
Centeno	53	631	447	1.054	1	2.186
Chicharo	347	766	255	13	7	1.388
Garbanzo	413	4.122	1.374	978	18	6.904
Lenteja	623	3.534	628	558	18	5.361
Lupino (grano seco)	93	4.358	1.302	5.663		11.417
Maíz (grano seco)	1.969	33.431	13.742	37.273	329	86.744
Papa	8.574	45.606	10.845	15.618	335	80.977
Poroto de consumo interno	1.597	14.383	3.593	2.526	210	22.309
Poroto de exportación	258	4.126	1.723	1.932	28	8.067
Raps	57	1.299	1.510	8.394	2	11.263
Remolacha azucarera	168	17.141	9.322	15.068	20	41.718
Tabaco	40	2.771	550	293		3.655
Trigo blanco	11.300	164.536	62.174	131.657	1.018	370.685
Trigo candeal	233	7.347	5.013	16.158	9	28.759
Triticale	45	1.020	1.036	6.371	0	8.472
Otros	103	1.170	519	1.010	3	2.805
<b>Total cultivos</b>	<b>29.612</b>	<b>363.502</b>	<b>140.475</b>	<b>311.808</b>	<b>2.125</b>	<b>847.523</b>

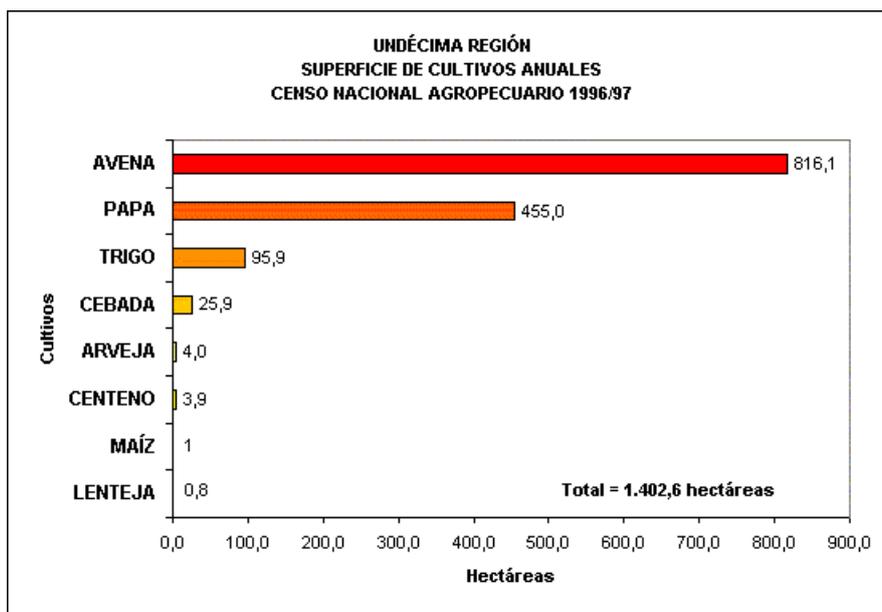
*Fuente: elaborado por ODEPA a partir de la información del VI Censo Nacional Agropecuario, INE 1997.  
El total de las explotaciones es menor que la suma por especie, dado que en algunas se ha desarrollado más de un cultivo.*

Tabla N° 2.2

### Situación undécima región de Aisén

En la undécima región al igual que en el resto del país estos dos cereales junto a la papa son los principales cultivos, como se puede apreciar en la figura 2.1 y la tabla 2.3, respectivamente.

De una superficie de cultivo, (cultivos anuales) de 1402.6 has; 816.1 corresponden al cultivo de avena que equivale al 58.2 % y 95.9 has corresponden al cultivo de trigo que equivale al 6.8 % del terreno de cultivo.



FUENTE: Elaborado por ODEPA con antecedentes de INE

Figura N° 2.1

REGION XI				
CULTIVOS : SUPERFICIE, PRODUCCION Y RENDIMIENTO				
CENSO NACIONAL AGROPECUARIO : 1996 / 1997				
CULTIVOS	Superficie Ha	Participación %	Producción Qqmm	Rendimiento Qq / Ha
Trigo Blanco	95,9	6,8	1.207,0	12,6
Trigo Candeal	-	-	-	-
Trigo Total	95,9	6,8	1.207,0	12,6
Maiz	1,0	0,1	-	-
Arroz	-	-	-	-
Avena	816,1	58,2	15.534,0	19,0
Cebada Cervecera	25,9	1,8	76,0	2,9
Cebada Forrajera	-	-	-	-
Cebada Total	25,9	1,8	76,0	2,9
Centeno	3,9	0,3	60,0	15,4
Papa	455,0	32,4	25.072,0	55,1
Poroto Consumo	-	-	-	-
Poroto Exportación	-	-	-	-
Poroto Total	-	-	-	-
Arveja	4,0	0,3	58,0	14,5
Chicharo	-	-	-	-
Garbanzo	-	-	-	-
Lenteja	0,8	0,1	4,0	5,0
TOTAL	1.402,6	100,0		

FUENTE : Elaborado por ODEPA con antecedentes de INE

Tabla N° 2.3

## 2.2. Descripción de las máquinas y proceso de trilla

### Descripción de las máquinas trilladoras

Las trilladoras y desgranadoras pueden ser operadas por motores de combustión interna, eléctricos o accionadas mediante la toma fuerza de un tractor. Ellas están diseñadas para separar los granos del material cosechado. Las máquinas constan de dispositivos de alimentación de cultivo, cilindros y discos para trillar y desgranar, y componentes para separar la paja.

El mecanismo alimentador de las trilladoras puede ser de dos tipos; **sujetador** y **lanzamiento al interior**.

En el tipo **sujetador** las espigas de trigo o avena cortadas son alimentadas al cilindro trillador mientras que las cañas de paja son sujetadas manual o mecánicamente.

En el tipo **lanzamiento al interior** las espigas y paja son alimentadas completamente dentro de la máquina. Estas son alimentadas individualmente o por la tolva hacia el dispositivo desgranador [7].

## Proceso de desgrane y limpieza

El proceso parte introduciendo la cosecha al mecanismo alimentador de la trilladora. En esta la separación del grano se lleva a cabo pasando la cosecha entre un tambor giratorio y una malla fija. El tambor giratorio remueve el grano de las espigas batiéndolas contra esta malla [16], ver figura 2.2.

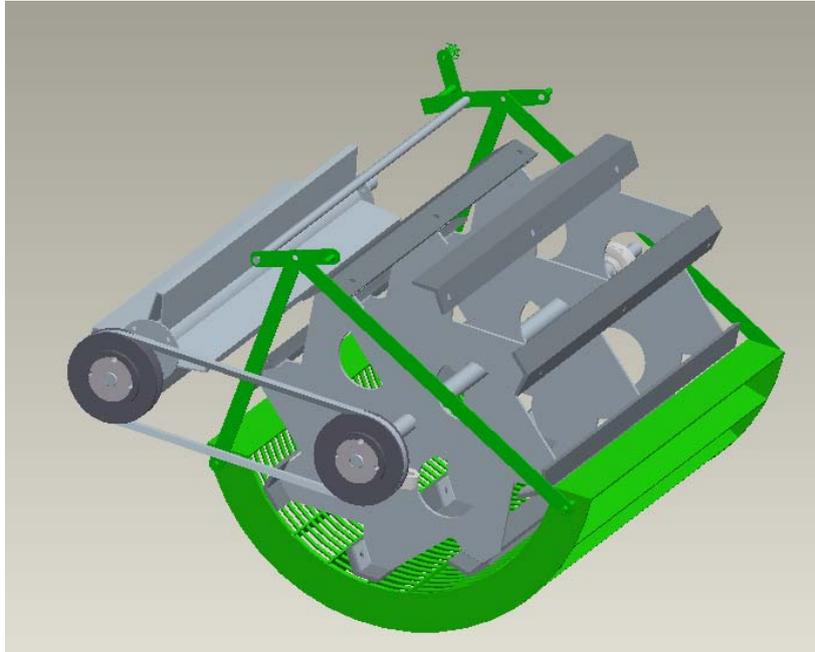


Figura N° 2.2. Tambor giratorio.

Posteriormente se debe separar la paja del grano, proceso que puede realizarse por medio de un juego de agitadores (cribas inclinadas), por una corriente de aire o la combinación de ambos, ver figura 2.3.

Finalmente un par de canales conduce el grano limpio a la ensacadora o a un silo [16].

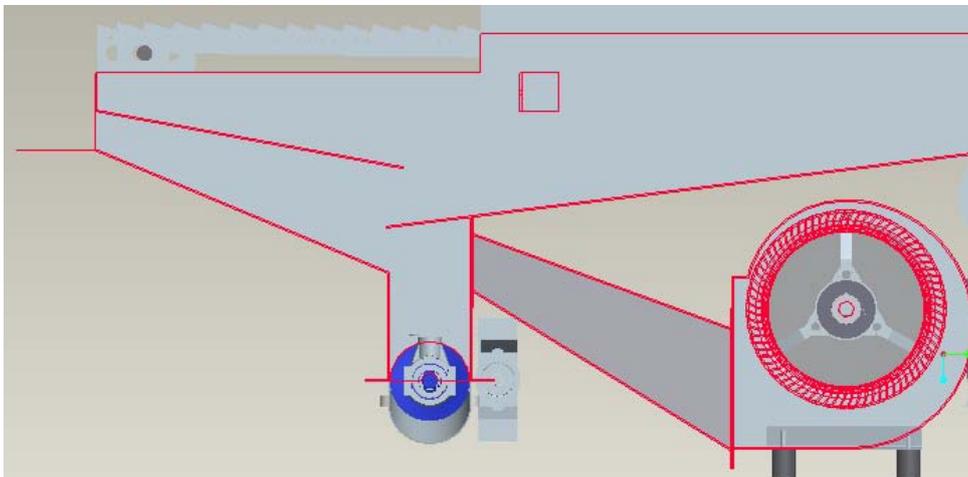


Figura N° 2.3. Sistema de limpieza.

## **Problema**

No hay maquinaria trilladora con tamaño adecuado a las necesidades de los pequeños agricultores de la provincia de Coyhaique.

## **Problemática**

Existen diversas dificultades que se originan debido a que no hay maquinaria disponible.

- Cantidad de cultivo menor
- Problemas de alimentación del ganado y aves en época invernal
- Pérdida de cosechas debido al tiempo que tarda en realizar el desgrane, limpieza y ensacado del cultivo en forma manual.
- Menores ingresos por ventas
- Disminución de la calidad.

### **2.2.1. Variables que intervienen en el problema**

#### **Variables independientes**

Las variables independientes que gobiernan el problema son:

- Variables que dependen principalmente de tamaño del sistema de transporte de la máquina (coloso).
  - Largo máximo
  - Alto máximo
  - Ancho máximo
  - Peso máximo
- Las opciones de accionamiento: debido a que la máquina esta orientada a los predios de difícil acceso, donde generalmente no se cuenta con electricidad está condicionada a:
  - Motor a gasolina
  - Motor diesel
  - Toma fuerza de tractor

## **Variables dependientes**

Las variables dependientes que gobiernan el problema son:

- Potencia
- Sistema de transmisión
- Materiales
- Rendimiento

## **2.3. Hipótesis**

Es posible diseñar una máquina trilladora que resuelva el problema de los pequeños agricultores de la comuna de Coyhaique a un menor costo que la importación de una máquina trilladora.

## **2.4. Objetivos**

### **Objetivos generales**

- Diseñar una máquina trilladora con las especificaciones de potencia, sistema de transmisión, materiales y dimensiones que atiendan los requerimientos de los pequeños agricultores de la provincia de Coyhaique.
- Utilización del software Pro/Engineer, como herramienta de diseño.

### **Objetivos específicos**

- Diseñar una máquina trilladora de acuerdo a las especificaciones.
- Determinar la inversión a realizar en el diseño de una máquina trilladora con la tecnología y materiales disponibles en el mercado nacional
- Comparar los costos de la máquina diseñada con la tecnología y materiales disponibles en el mercado nacional con los de una máquina trilladora importada.
- Generación y análisis de los principales elementos que componen la máquina trilladora mediante la utilización del software Pro/Engineer.

## **Justificación del estudio**

La maquinaria existente en la región, no satisface las necesidades de los pequeños agricultores debido a su alto costo de operación. No es rentable para el prestador del servicio trasladar la máquina cosechadora a cultivos pequeños, y a su vez el costo de ésta es muy alto para el pequeño productor.

Además no se adapta a las condiciones de terreno principalmente por su tamaño debido a que los caminos y entradas a los predios son muy angostos o de difícil acceso.

Debido a lo anterior es de vital importancia que el tamaño de la máquina a diseñar sea reducido, por lo que no debe superar el tamaño de un coloso; para facilitar su transporte a los diferentes lugares. Ésta reducción del tamaño de la máquina disminuye los costos de fabricación.

Por lo tanto la aceptación de una máquina para un agricultor está influenciada no solamente por sus características técnicas sino también por su costo.

### **2.5. Especificaciones de diseño**

- Largo máximo: 3 m (El Surco Maquinaria Agrícola.)
- Ancho máximo: 2 m (El Surco Maquinaria Agrícola.)
- Alto máximo: 1.50 m (Almaco )
- Peso Máximo: 1 tn

## **3. Síntesis y Evaluación de Alternativas Planteadas.**

Para definir cuales son los aspectos más importantes de evaluar para la selección de la alternativa adecuada, es necesario conocer la relación proyecto-problema-diagnostico del proyecto. Consiste en dar respuesta a dos preguntas; ¿Cuál es el proyecto?, y ¿Cuál es el problema?. Sin embargo, éstas preguntas son muy generales y nos llevan a: ¿qué busca el proyecto? (objetivos), ¿por qué persigue esos objetivos? (la justificación del proyecto) y por lo tanto a ¿cuál es el problema a resolver?.

Lo primero que se plantea es cómo seleccionar el tipo de máquina o tecnología a utilizar y qué criterios aplicar para ello. En general el proceso de selección para cualquier proyecto consta de los siguientes pasos [20]:

**PASO 1.** Definir el objetivo con palabras, empleando la forma más sencilla posible. Establecer un objetivo único o quizás dos o más.

Objetivo General:

- “Diseñar una máquina trilladora con las especificaciones de potencia, sistema de transmisión, materiales y **dimensiones** que atiendan los requerimientos de los pequeños agricultores de la provincia de Coyhaique.”

**PASO 2.** Separar la acción de la máquina en un grupo de operaciones y describir estas operaciones en forma de diagrama de bloques, relacionándolas unas con las otras.

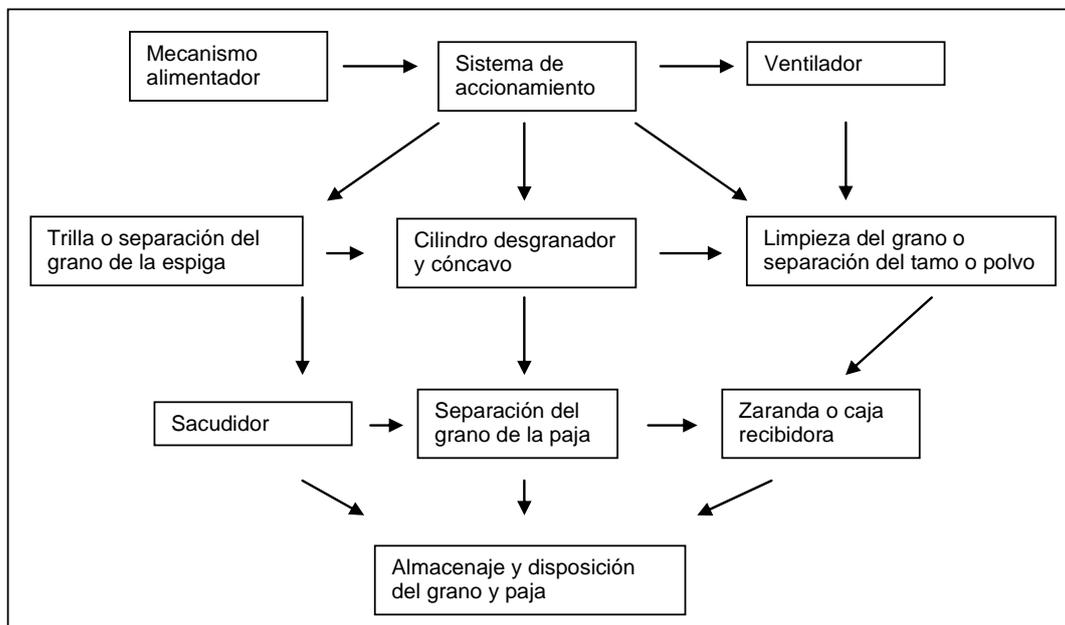


Figura 3.1. Diagrama de bloques máquina.

**PASO 3.** Detallar y estudiar con detalle los métodos posibles de solución, y anotar todas las soluciones que se pueden encontrar para cada método. Detallando desventajas, comentando soluciones aparentemente mejores.

- Sistema de accionamiento: motor eléctrico, motor a combustión (gasolina, diesel), junta universal.
- Mecanismo alimentador
  - Tipo sujetador: se sujeta manual o mecánicamente la caña mientras el cilindro desgrana. (totalmente inseguro y de bajo rendimiento).

- Tipo lanzamiento al interior: se lanza todo el material a una bandeja de alimentación. (mayor rendimiento).
- Mediante cinta transportadora  
Los dos últimos generalmente utilizado en las cosechadoras autopropulsadas.
- Trilla o separación del grano de la espiga:
  - Cilindro de dientes, se llama también americano. Los dientes son de acero, teniendo que estar bien centrados los dientes del cilindro con los del cóncavo. Absorbe más potencia que el de barras [21].
  - Cilindro de barras: **es el más utilizado en las cosechadoras**, está constituido por 6 u 8 barras de acero estriadas. Este es conocido como europeo con  $D=400$  a  $600$  mm,  $V= 400$  y  $1600$  rpm; aumentando conforme aumenta la humedad de la cosecha [5].
- Separación del grano de la paja:
  - Sacudidor: tiene orificios para dejar pasar el grano que ha quedado en la espiga y paja. Intercambiables para los tipos de granos [5].
  - Zarandón: posee agujeros bastante amplios, regulables. El movimiento es oscilante entre 200 a 250 carreras por minuto [5].
  - Cribas: provistas de agujeros redondos, ovalados, triangulares, rectangulares, alargados, etc. O forma de malla con orificios cuadrados o rectangulares. Estas no son planas mostrando prominencias para permitir el avance de la paja.
  - Ventilador: genera corriente de aire que separa las partículas más pesadas (granos) de las más livianas (tamo, impurezas). La separación se consigue por la conjunción del aire con los elementos mecánicos antes mencionados. La corriente de aire puede regularse abriendo o cerrando la toma de aire del ventilador con chapas que se abren y se cierran [16].
- Almacenaje del grano y destino de la paja: puede ser llevado a una tolva de donde es vaciado a granel. Puede ir a un dispositivo ensacador.
  - Tornillo transportador: más sencilla, menos costoso.

La paja generalmente cae libremente al suelo, para ser posteriormente recogida y empacada.

- Sistema de transmisión a los distintos órganos de la trilladora.

Las transmisiones mecánicas desde el elemento accionador al accionado pueden ser según [12]:

Transmisiones por rozamiento:

- con contacto directo: por ruedas de fricción
- con enlace flexible: por correas

Transmisión por engrane:

- con contacto directo: por engranajes
- con enlace flexible: por cadenas, correas dentadas.

**PASO 4.** Hacer un bosquejo detallado de las soluciones del problema aparentemente mejores. El croquis puede hacerse a mano alzada o con medios de dibujo. Deberá mostrar todos los componentes *principales* y además indicar otros componentes no estrictamente necesarios para el funcionamiento de la máquina, pero que se requieren para mantener a las piezas en su posición de trabajo y desarrollar otras funciones secundarias. Croquis adecuados para hacer con ellos cálculos preliminares del proyecto.

### 3.1. Alternativa A.

Esta alternativa genera dos variantes al cambiar el sistema de accionamiento entre motor a combustión y toma fuerza de tractor.

- Sistema de accionamiento de la máquina: conectada a toma fuerza de tractor mediante cardán.
- Sistema de limpieza: mediante ventilador, sacudidores, cribas inclinadas.
- Mecanismo alimentador: tipo lanzamiento al interior

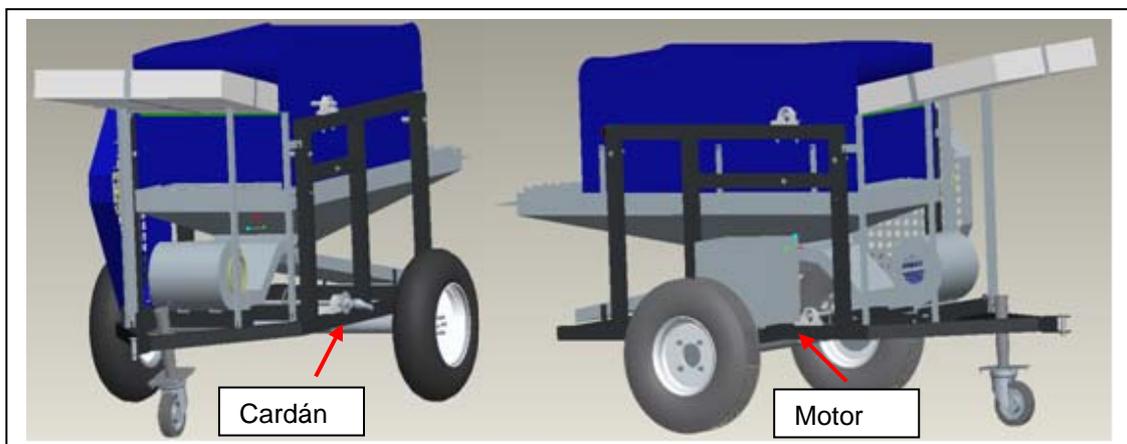


Figura N° 3.2. Trilladora Portátil Modelo VST, VSM.

## Funcionamiento

En esta alternativa se introduce la cosecha al mecanismo alimentador de la trilladora, (lanzamiento al interior). En esta la separación del grano se lleva a cabo pasando la cosecha entre un tambor giratorio y una malla fija (cilindro de barras y cóncavo). El tambor giratorio remueve el grano de las espigas batiéndolas contra esta malla.

Posteriormente se separa la paja del grano, proceso que se realiza por medio de un juego de agitadores, cribas inclinadas y una corriente de aire generada por un ventilador.

Finalmente el grano limpio es conducido a la ensacadora o a un silo mediante ductos, aprovechando la gravedad.

### 3.2. Alternativa B.

Esta alternativa genera dos variantes al cambiar el sistema de accionamiento entre motor a combustión y toma fuerza de tractor.

- Sistema de accionamiento de la máquina: motor a combustión.
- Mecanismo alimentador: tipo lanzamiento al interior

Sistema de limpieza: ventilador, sacudidores y ciclón.

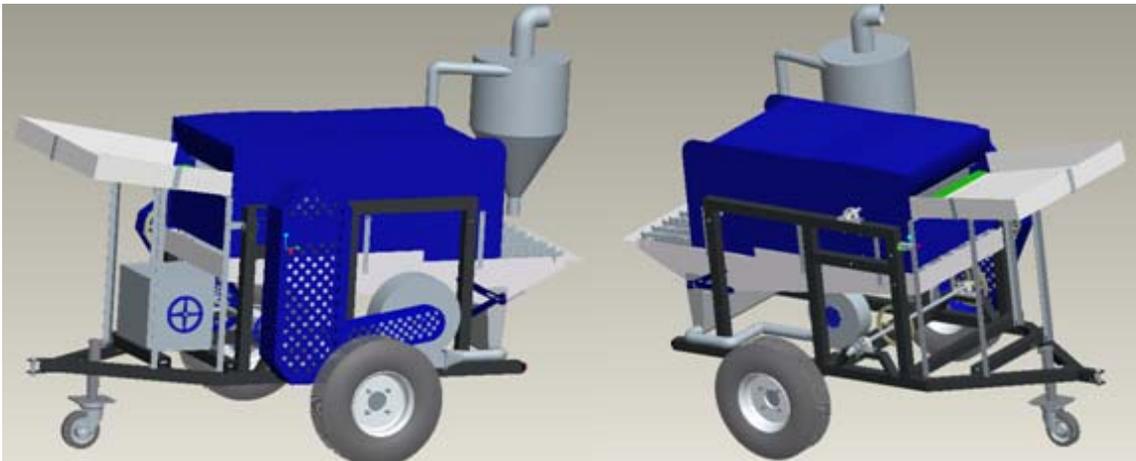


Figura N° 3.3. Trilladora Portátil Modelo VSCM, VSCT.

## Funcionamiento

En esta alternativa se introduce la cosecha al mecanismo alimentador de la trilladora, sistema que corresponde al tipo lanzamiento al interior. En esta la

separación del grano se lleva a cabo pasando la cosecha entre un tambor giratorio y una malla fija (cilindro de barras y cóncavo). El tambor giratorio remueve el grano de las espigas batiéndolas contra esta malla.

Inmediatamente después del órgano de trilla cilindro-cóncavo la paja y el grano que no sale en el cóncavo pasa a los sacudidores compuestos por una malla u orificios con el objeto de dejar pasar dicho grano y la paja menuda. Puede estar constituido por uno o varios elementos accionados por un cigüeñal que le da un movimiento de vaivén para hacer avanzar la paja.

Posteriormente el grano y la paja menuda son transportados por una corriente de aire donde se separa la paja del grano, proceso que se realiza al cambiar la cantidad de movimiento de las partículas al pasar el grano y la paja por un ciclón donde se produce la separación de estos para finalmente ser conducido a los sacos o silo según corresponda.

### **3.3. Evaluación de las alternativas planteadas**

A continuación se presentan las diferentes características o aspectos que serán evaluados, para conocer las ventajas y desventajas de cada alternativa, a objeto de que ayude posteriormente a tomar la mejor decisión para cumplir con los objetivos planteados:

- Disponibilidad (variables dependientes del problema.
- Potencia (variables independientes del problema, justificación del estudio)
- Sistema de limpieza
- Sistema de Almacenaje
- Tamaño (variables independientes del problema)
- Ruido
- Transmisión (variables dependientes)
- Mantención
- Vida útil
- Impacto ambiental

Aspectos	Alternativa A		Alternativa B	
	VST	VSM	VSCM	VSCT
Disponibilidad	Accionamiento por junta cardán: depende de la existencia de tractor, solo sirve al propietario que cuenta con uno.	Accionamiento con motor a combustión: permite mayor movilidad ya que solo depende de la existencia de combustible en el lugar.	Accionamiento con motor a combustión: permite mayor movilidad ya que solo depende de la existencia de combustible en el lugar.	Accionamiento por junta cardán: depende de la existencia de tractor, solo sirve al propietario que cuenta con uno.
Potencia	25 a 60 HP / 1500 RPM [3]	3 a 9 HP con M.C. [3] 6 a 8 HP M.C. Diesel [4] 10 a 15 HP M.C.[11]	3 a 9 HP con M.C. [3] 6 a 8 HP M.C. Diesel [4] 10 a 15 HP M.C. [11]	25 a 60 HP / 1500 RPM [3]
Sistema de limpieza	(Ventilador, Sacudidores, Cribas). Se requiere menor velocidad del ventilador ya que solo se requiere generar una corriente de aire para mover las impurezas. Por lo tanto, implica un ventilador de menor potencia y por ende de menor costo.		(Ventilador Centrífugo, Sacudidores, Ciclón). Se requiere de mayor velocidad, 20 a 25 m/s, debido a que además se cumplir con la función de separar impurezas, esta corriente de aire es el medio de transporte del grano al lugar de almacenaje. Por lo tanto el ventilador es de mayor potencia y por ende mayor costo asociado.	
Sistema de transporte y almacenaje	Utilización de gravedad: depende de la altura de la máquina. Por lo tanto podría eventualmente no cumplir con las especificaciones de altura máxima permitida.	Utilización de gravedad y tornillo transportador. Es la máquina más sencilla y menos costosa para manejar materiales granulados o pulverizados, usándose en forma horizontal o ligeramente inclinado.	Transporte neumático: La disposición de las tuberías puede variarse a voluntad y conseguir así la trayectoria deseada. El sistema se limpia asimismo. Potencia elevada; 0.8 kw. por cada t/h transportada.	

Aspectos	Alternativa A		Alternativa B	
	VST	VSM	VSCM	VSCT
Tamaño	Cumple con las especificaciones de diseño pero, puede variar la altura al utilizar la gravedad en el sistema de almacenaje y limpieza.		Cumple con las especificaciones de diseño.	
Ruido	Genera mayor ruido debido a la utilización del tractor.	Solo genera el ruido producido por el motor a combustión.	Genera mayor ruido debido a la utilización del tractor.	Solo genera el ruido producido por el motor a combustión.
Transmisión		La utilización de transmisión por correas presenta ventajas como: -Marcha casi silenciosa -Alta capacidad para soportar impactos y amortiguarlos. -Instalación muy simple. -Ninguna lubricación. -Bajo costo		La utilización de transmisión por correas presenta ventajas como: -Marcha casi silenciosa -Alta capacidad para soportar impactos y amortiguarlos. -Instalación muy simple. -Ninguna lubricación. -Bajo costo
Mantenimiento	Tiene poca necesidad de mantenimiento ya que se trata de un sistema relativamente simple. Es un sistema simple y fácil de transportar por su tamaño puede trasladarse en un coloso. Además la estructura posee los elementos necesarios para transportarla como un carro de arrastre.		Tiene poca necesidad de mantenimiento ya que se trata de un sistema relativamente simple. Es un sistema simple y fácil de transportar por su tamaño puede trasladarse en un coloso. Además la estructura posee los elementos necesarios para transportarla como un carro de arrastre.	

Tabla N° 3.1. Ventajas y desventajas de las alternativas.

### **3.4. Vida útil.**

De acuerdo a las condiciones en las cuales estarán trabajando las máquinas y realizando una mantención adecuada tanto de pinturas como reemplazo de lubricantes en las transmisiones, las alternativas propuestas no debieran tener problema alguno durante sus años de trabajo. Según el Servicio de Impuestos Internos (ver anexo 1), se considera una Vida Útil de 15 Años para maquinaria y equipos en general.

### **3.5. Impacto ambiental.**

Las alternativas planteadas en el proyecto, deberán cumplir con la Ley Bases del Medio Ambiente N° 19.300 título II artículo 10 y el Reglamento del Sistema de Evaluación de Impacto Ambiental D.S. 95/02 MINSEGPRES, artículo 3.

En cuanto a la necesidad de un estudio para la etapa de construcción y funcionamiento, y según la Ley Base del Medio Ambiente título II de los Instrumentos de Gestión Ambiental artículo 11, esto no es necesario debido a las bajas potencias en cuestión.

Según lo mencionado anteriormente, es necesario reducir los posibles impactos ambientales en los lugares aledaños a la construcción, ya sea de residuos en general o ruidos.

Cada alternativa presenta una estructura parecida, las cuales poseen muchos elementos metálicos. Al finalizar su vida útil serán destinados a alguna empresa que se dedique al aprovechamiento de chatarra, permitiendo de esta manera producir alguna nueva aleación o fundición y evitando votar desechos al medio ambiente.

### **3.6. Selección de la alternativa**

La selección de la alternativa adecuada se obtiene de la que obtenga la mayor nota en una escala de 1 a 7. Esta nota se genera del promedio obtenido de la evaluación realizada anteriormente.

ASPECTOS	A		B	
	VST	VSM	VSCM	VSCT
Disponibilidad	5	7	7	5
Potencia	6	4	4	6
Sistema de Limpieza	6	6	5	5
Sistema Almacenaje	6	7	5	5
Tamaño	6	6	6	6
Ruido	5	6	5	6
Transmisión	5	6	5	6
Mantenición	6	6	6	6
Vida Útil	6	6	6	6
Impacto Ambiental	6	6	6	6
TOTAL	5,7	6,0	5,5	5,7

Tabla N° 3.2. Calificaciones alternativas.

De acuerdo a las calificaciones la alternativa seleccionada será la alternativa A “VSM”. Considerando en el proceso de conducción del grano, la incorporación de tornillo transportador o tornillo sin fin.

#### 4. Diseño de máquina trilladora

Luego de determinar la alternativa adecuada para la máquina trilladora, alternativa A “Modelo VSM”, se procede al diseño de ésta.

##### 4.1. Consideraciones

- Solo se considera en el diseño, los elementos principales de la máquina.
- Los elementos secundarios, se seleccionan en base a catálogos y a recomendaciones de fabricantes.
- Los accesorios y elementos menores se indican en los planos.

##### 4.2. Material a trillar

Para diseñar la “Máquina trilladora” hay que tener muy claro el producto a procesar. Los materiales a trillar son **avena, trigo y cebada** según figura N° 2.1.

En este caso se va a escoger el material más pesado o más denso, ya que ésta sería la opción más desfavorable para la máquina. Considerando que las velocidades de trilla para los tres tipos de granos son la misma, 25 m/s [5]. Por lo tanto, según tabla N° 4.1, el material a considerar es el trigo.

Propiedades	Unidad	Trigo	Avena	Cebada
Espesor del grano	mm	2.5	1.8	2.3
Ancho del grano	mm	3.1	2.8	2.5
Largo del grano	mm	6.8	14.3	10.2
Nº de granos por litro	adim	20000	18500	16000
Masa de 1000 granos	gr	37.5	24	36
Densidad	kg/m <sup>3</sup>	760	450	640

Fuente: [23]

Tabla N° 4.1. Propiedades de los materiales.

### 4.3. Capacidad de la máquina

La determinación de la capacidad de la máquina trilladora se realiza mediante el cálculo de la capacidad del sacudidor o criba.

#### 4.3.1. Cálculo del sacudidor (cribas oscilantes)

Las cribas o tamices se dividen en clases como: parrillas, cribas de sacudidas, cribas vibratorias, cribas pulsatorias u oscilantes. Parrillas y cribas de sacudidas se emplean corrientemente para separaciones de los tamaños superiores a 2.5 cm.

**Cribas pulsatorias u oscilantes:** Se caracterizan por oscilación a baja velocidad.

Movimiento alternativo: para trabajos químicos.

Cernedores: para tamizar en seco materiales ligeros.

Zarandas: es la criba más barata que hay. Para el cribado seco o húmedo.

#### Tamices de alambre o tela metálica

Para tamices de sacudidas y vibratorias, las aberturas rectangulares tienen sobre las cuadradas las ventajas de que el porcentaje de área abierta es mayor y de que los granos que pasan juntos no tocarán mas de tres lados de la abertura y muchos solamente dos; mientras que con la malla cuadrada, es casi seguro que dichos granos tocarán tres y muchos cuatro.

El sistema a utilizar en la máquina trilladora es con tres cribas oscilantes, cada una con una malla o tela de alambre de acero, accionado mediante un eje excéntrico o cigüeñal con una velocidad de 200 rpm.

El cálculo del sacudidor se realiza mediante la selección de la malla de tamizado según tabla 4.2, [17].

Tamaño o Dimensión de la abertura mm	Intervalos de los Alambres mm	Masa/m <sup>2</sup> kg/m <sup>2</sup>
15.9	14.27 - 2.67	87.4 - 4.93

Tabla N° 4.2. Selección de malla de tamizado.

Considerando la tabla 4.2, se tiene:

$$\text{Capacidad específica} \quad C_s = \frac{3 \cdot tn}{3 \cdot hr \cdot m^2 \cdot mm} \quad (1)$$

$$\text{Apertura de malla} \quad D_c = 15.9mm$$

$$\text{Superficie de cribado} \quad S_s = 0.91m^2$$

$$\text{Capacidad de la criba} \quad Q = \frac{S_s \cdot C_s \cdot D_c}{24} \quad (2)$$

$$\text{Capacidad de la máquina} \quad Q = 600 \text{ kg / hr}$$

#### 4.4. Cálculo de transmisión compuesta a eje excéntrico (sacudidor)

La potencia puede transmitirse desde un árbol a otro por medio de correas, ruedas de fricción, engranajes o cadenas.

Debido la gran reducción y a la gran distancia entre centros resulta inadecuado proyectar la transmisión directa mediante engranajes, por lo tanto, se considera transmisión compuesta de correa en V y engranajes, respectivamente, ver figura 4.1.

Además resulta imposible usar transmisión por correa cruzada debido a que la distancia entre centros es pequeña, para dicho tipo de transmisión.

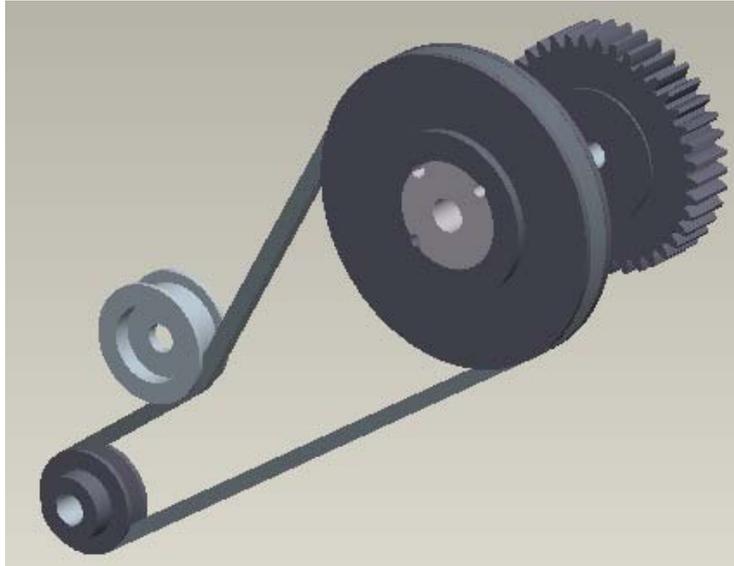


Figura 4.1. Transmisión a eje excéntrico o cigüeñal.

Según [5], se recomienda:

Velocidad árbol principal  $n_5 = 200rpm$

Potencia de accionamiento  $P_{ac} = 0.5Hp$

Considerando:

Máquina a accionar eje excéntrico

Velocidad árbol principal  $n_2 = 2000rpm$

La velocidad del eje se determina por la relación:

$$r \cdot \omega^2 = 2 \cdot g \quad (3)$$

Si:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_5}{60}$$

$$\omega = 20.944rad / s$$

Por lo tanto:

$$D_c = \frac{4 \cdot g}{\omega^2} \quad (4)$$

Diámetro del cigüeñal  $D_c = 89mm$

## Transmisión compuesta, transmisión en V

### Selección de correa

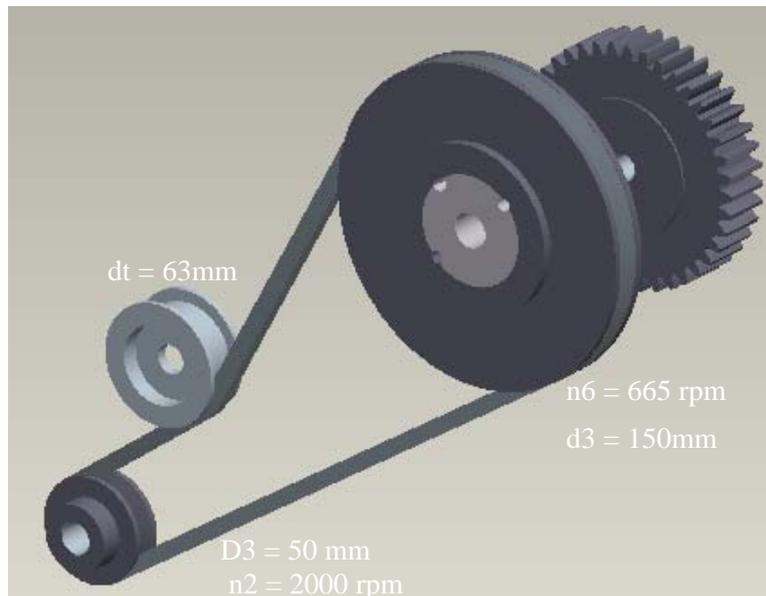


Figura 4.2. Transmisión en V, eje excéntrico.

Para el cálculo, se utiliza Catálogo de Diseño de Transmisiones Gates Hi-Power [24].

Considerando:

Velocidad árbol principal	$n_2 = 2000 \text{ rpm}$
Distancia entre ejes	$ac = 334 \text{ mm}$
Condiciones ambientales	normales, polvo
Horas de trabajo/día	1 a 8 horas
Factor de Servicio	$C_b = 1.1$

Se tiene:

Potencia proyectada	$P_{se} = P_{ac} \cdot C_b$	(5)
	$P_{se} = 0.55 \text{ Hp}$	

Sección de correa	$Sc = A$
Diámetro de polea menor	$D_2 = 50 \text{ mm}$
Diámetro de polea mayor	$d_3 = 150 \text{ mm}$
Longitud de correa	$L_c = 990 \text{ mm}$

Longitud primitiva de correa	$L_s = 1000\text{ mm}$
Sección de correa	A 38
Velocidad de correa	$V_c = 5.236\text{ m/s}$
Diámetro del tensor	$D_t = 63\text{ mm}$
Largo total	$L_t = 996\text{ mm}$
Sección de correa	$S_c = A42$
Cantidad de correas	$z = 1$
Pedido de correa	<b>1 correa Gates A-42</b>
Si	

Velocidad angular	$\omega_2 = \frac{2\pi \cdot n_2}{60}$	(6)
-------------------	--	-----

$$\omega_2 = 209.44\text{ rad/s}$$

Considerando	$\eta = 0.95$
--------------	---------------

Con	$\eta$ (0.94 a 0.96 %), según [2]
-----	-----------------------------------

$$M_{t2} = \frac{P_{ac}}{\omega_2 \cdot \eta}$$

$$M_{t2} = 1.874\text{ Nm}$$

### Transmisión con tensión lateral floja constante

Durante la operación la tensión del lado flojo (no tenso), es mantenida por una fuerza de tensión externa,  $F_e$ . El incremento del largo del lado tenso es compensado por el desplazamiento de la polea tensora. La transmisión con lateral floja constante con sistema externo de carga (polea tensora), puede determinarse del análisis de fuerza solamente.

El equilibrio de fuerzas en la polea tensora da:

$$T_i \equiv T_2 = \frac{F_e}{2 \cdot \sin\left(\frac{\theta_e}{2}\right)} \quad (7)$$

Donde	$F_e$	: fuerza de tensión externa
	$\theta_e$	: ángulo de abrace polea tensora

Pretensión de la correa

Considerando

$$M = 0.009 \quad Y = 1.5$$

Con  $P_s$  y  $V_c$

$$T_s = \left( 34 + \frac{2.5 - kL}{kL} \right) \cdot \left( \frac{P_s}{N_c \cdot V_c} \right) + M \cdot V_c^2 \quad (8)$$

$$T_s = 0.336N$$

Como es transmisión con 1 correa:

Con

$$t = FA \quad \text{longitud del lado tenso}$$

$$L = Lt \quad \text{longitud total de la correa}$$

Se tiene

$$T_{\min} = \frac{T_s + \frac{t}{L} \cdot Y}{25} \quad (9)$$

$$T_{\min} = 0.033N$$

$$T_{\max} = \frac{1.5 \cdot T_s + \frac{t}{L} \cdot Y}{25} \quad (10)$$

$$T_{\max} = 0.04N$$

Si  $t_i = t_{\max}$  tensión máxima permisible de la correa

$$\text{Como:} \quad T_e = T_1 - T_2 \quad (11)$$

$$T_2 = T_i \quad (12)$$

Y además

$$\theta_e = \beta t$$

Se tiene:

$$F_e = T_2 \cdot 2 \cdot \sin\left(\frac{\theta_e}{2}\right) \quad (13)$$

$$F_e = 0.016 N$$

Reemplazando (7) en (11), se obtiene  $T_1$  en lado tenso

$$\text{Si} \quad T_e = \frac{2 \cdot Mt_2}{D_2} \quad (14)$$

$$T_e = 74.96N$$

De (11)

$$T_1 = T_e + T_2 \quad \text{Tensión efectiva}$$

$$T_1 = 75N$$

Así:

Fuerza tangencial en árbol principal

$$FU_2 = T_1 - T_2 \quad (15)$$

$$FU_2 = 74.96N$$

Fuerza normal en árbol principal

$$FN_2 = T_1 \cdot \sin(\alpha_1) - T_2 \cdot \sin(\alpha_1) \quad (16)$$

$$FN_2 = 33.563N$$

Fuerza tangencial en eje excéntrico

$$FU_4 = FU_2 = 74.96N$$

Fuerza normal al eje excéntrico

$$FN_4 = T_1 \cdot \sin(\alpha_{2t}) - T_2 \cdot \sin(\alpha_{2t}) \quad (17)$$

$$FN_4 = 33.562N$$

### Transmisión compuesta, transmisión por engranajes

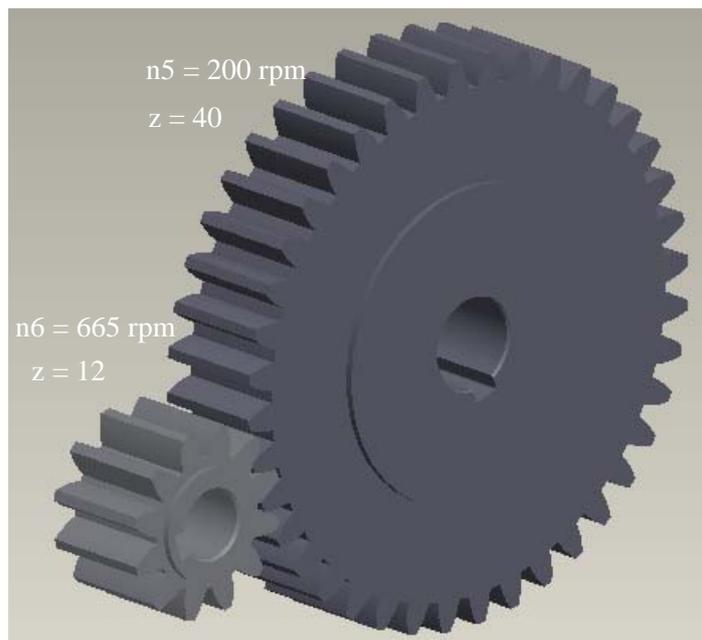


Figura 4.3. Transmisión por engranajes.

Para que dos ruedas dentadas puedan engranar correctamente, además de cumplir la ley de engrane, deben tener el mismo paso y/o el mismo módulo [12], por lo tanto, se cumplirá:

$$m = \frac{2rp}{z_p} = \frac{2rc}{z_c} = \frac{dc}{z_p} = \frac{dc}{z_c} \quad (18)$$

Y la relación de transmisión será:

$$rt = \frac{\omega_c}{\omega_p} = \frac{r_p}{r_c} = \frac{z_p}{z_c} = \frac{d_p}{d_c} \quad (19)$$

Para cálculo de sistema de transmisión por engranajes se utiliza método expuesto en [12].

Considerando:

Velocidad eje excéntrico  $n_5 = 200 \text{ rpm}$

Velocidad piñón  $n_6 = 665 \text{ rpm}$

Se tiene:

Relación de transmisión  $rt = 3.325 \text{ rpm}$

Velocidad angular piñón  $\omega_p = 69.64 \text{ rad / s}$

Velocidad angular corona  $\omega_c = 20.94 \text{ rad / s}$

Diámetro primitivo piñón  $d_p = 36 \text{ mm}$

Ángulo de presión  $\alpha = 20^\circ$

Módulo  $m = 3 \text{ mm}$

Diámetro primitivo corona  $d_c = 120 \text{ mm}$

Paso circular  $p_c = 9.43 \text{ mm}$

Altura de cabeza  $h_a = 3 \text{ mm}$

Altura de fondo  $h_b = 3.75 \text{ mm}$

Altura total  $h = 6.75 \text{ mm}$

Diámetro de cabeza piñón  $d_{kp} = 42 \text{ mm}$

Diámetro de cabeza corona  $d_{kc} = 126 \text{ mm}$

Círculo base piñón  $d_{bp} = 34 \text{ mm}$

Círculo base corona  $d_{bc} = 112 \text{ mm}$

Número de dientes piñón  $z_p = 12$

Número de dientes corona  $z_c = 40$

Relación de engranajes  $M_G = 0.301$

## 4.5. Órganos de trilla

### Cilindro desgranador

Mediante el cilindro desgranador y el cóncavo se logra separar, trillar el 90 al 95 % de los granos [16].

Para el diseño de la máquina trilladora se considera el “cilindro de barras o europeo” ver figura 4.4, según lo expuesto en el apartado 3.

#### Dimensiones cilindro

- Diámetro                    400 mm, recomendado en [5], [21]
- Largo                        600 mm, según especificaciones.

### Componentes

Se realiza la selección de los materiales de los diferentes componentes, en base a especificaciones de los fabricantes, [8] y [32], respectivamente.

- 8 barras L.H. Black, Parte número AH205122
- 3 discos separadores espesor 3mm

Se escoge acero ASTM A37-24ES, pues sus características y aplicaciones son:

- Bajo contenido de carbono
- Utilizado principalmente en la industria estructural y metalmecánica
- Fácil de mecanizar y soldar
- 1 eje, diámetro 20 mm.

Se escoge acero SAE 1045, debido a:

- Se utilizan en partes de máquina que requieren dureza y tenacidad (ejes, manivelas, chavetas, engranajes, entre otros)
- Fabricación de herramientas agrícolas, mecánicas y de mano [32]

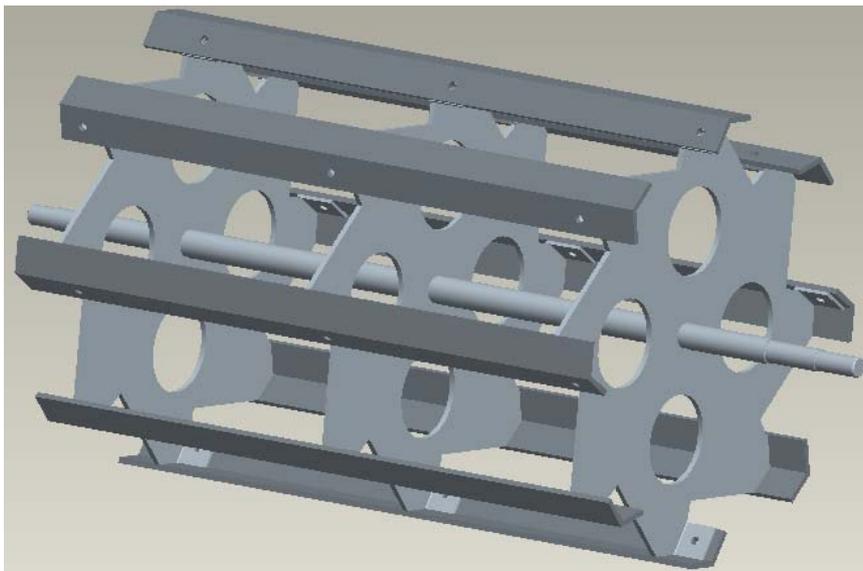


Figura 4.4. Cilindro desgranador.

La velocidad del cilindro es **1200 rpm**, recomendado en [5], [16].

### Cóncavo

La separación entre el cilindro y el cóncavo es regulable. Las dos regulaciones se refieren a la velocidad del cilindro y a la separación entre el cilindro y cóncavo. La separación de la entrada ( $S1$ ), es distinta a la de la salida ( $S2$ ). Donde  $S1$  varía entre 13 y 18 mm, y  $S2 < dm$ , siendo  $dm$  diámetro medio de los granos [21].

Para el diseño de esta trilladora se considera  $S1$ : 15mm y  $S2$ : 5mm, variando a  $S1$ : 13mm y  $S2$ : 3mm para abarcar los tres tipos de granos considerados, ver figura 4.5.

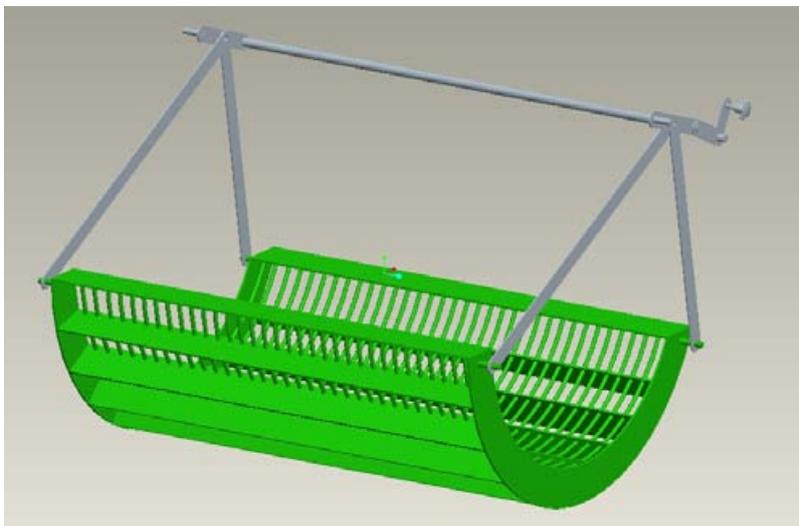


Figura 4.5. Cóncavo.

#### Dimensiones cóncavo

- Diámetro 416 mm, recomendado en [5]
- Largo 600 mm, según especificaciones

Componentes, ver figura 4.5.

- 13 barras planas de acero soldadas, calidad A37-24ES [28]
- 34 alambrones de acero soldados, calidad AZA 1006 [28]

#### 4.6. Cálculo transmisión por correa a cilindro batidor

El diseño de una transmisión implica la selección de la correa adecuada para transmitir una determinada potencia o bien, la determinación de la potencia que se puede transmitir con una correa dada [20].

Para el cálculo, se utiliza Catálogo de Diseño de Transmisiones Heavy Duty V-belt Drive Design Manual [24], utilizando el mismo procedimiento del apartado 4.4.

#### Selección de correa

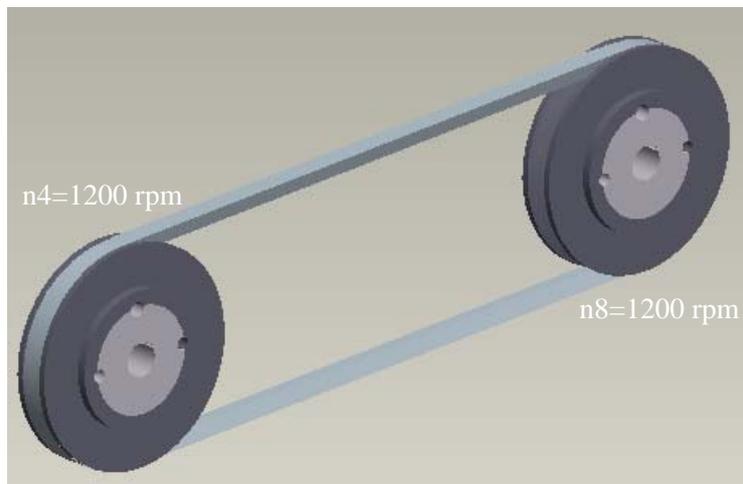


Figura 4.6. Transmisión cilindro batidor o sacapaja.

Considerando:

Máquina a accionar	cilindro batidor
Potencia de accionamiento	$P_{ac} = 0.12Hp$ , recomendado en [5], para cilindro batidor.
Velocidad cilindro batidor	$n_8 = 1200rpm$
Velocidad cilindro desgranador	$n_4 = 1200rpm$
Distancia entre centros	$ac = 330mm$

Condiciones ambientales normales, polvo

Horas de trabajo/día 1 a 8 horas

Factor de servicio  $C_b = 1.1$

Utilizando catálogo de selección de correa [24], se tiene:

Potencia proyectada  $P_{ss} = P_{ac} \cdot C_b$  (20)

$$P_{ss} = 0.132 \text{ Hp}$$

Sección de correa  $S_c = A$

Diámetro de polea menor  $D_4 = 112 \text{ mm}$

Diámetro de polea mayor  $d_8 = 112 \text{ mm}$

Ángulo de abrace  $\beta_1 = 180^\circ$

Velocidad de correa  $V_c = 7.037 \text{ m/s}$

Longitud de correa )  $L_c = 1012 \text{ mm}$

Longitud primitiva de correa  $L_s = 1020 \text{ mm}$

Sección de correa  $S_c = A39$

Cantidad de correas  $z = 0.082$

$$z = 1$$

Pedido de correa **1 correa Gates A-39**

Como:  $\omega_4 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_4}{60}$  (21)

Y  $\omega_4 = \omega_8$

Se tiene:  $\omega_4 = \omega_8 = 125.67 \text{ rad/s}$

Así

La fuerza tangencial en el eje del batidor es:

$$F_{U8} = T_1 - T_2$$
 (22)

$$F_{U8} = 12.716 \text{ N}$$

La fuerza normal al eje del batidor es:

$$F_{N8} = T_1 \cdot \sin(\alpha_1) - T_2 \sin(\alpha_1)$$
 (23)

$$F_{N8} = 0 \text{ N}$$

El momento es:

$$M_{t8} = (T_1 - T_2) \cdot \frac{d_8}{2}$$
 (24)

$$M_{t8} = 0.712 \text{ N m}$$

$$M_{t4} = 0.712 \text{ N m}$$

#### 4.7. Cálculo transmisión por correa a cilindro desgranador

##### Correa Dentada

La correa dentada no se estira ni resbala, por lo tanto, transmite potencia con una razón de velocidades constante. El hecho de que la correa tenga dientes le da algunas ventajas sobre las correas normales. Una de ellas es que no se necesita tensión inicial, de modo que se pueden emplear transmisiones con los centros fijos [27]. Se utiliza en este caso debido a la existencia de centros fijos, entre árbol principal y cilindro desgranador.

Considerando que ésta transmisión es la de mayor potencia requerida, se utiliza transmisión mediante correa dentada.

##### Utilización de polea tensora

Al emplear polea tensora interior o exterior de la transmisión, debe ser ubicada lo más cerca posible al lugar donde las correas parten de las poleas. De preferencia se debe instalar al lado flojo de la transmisión [27].

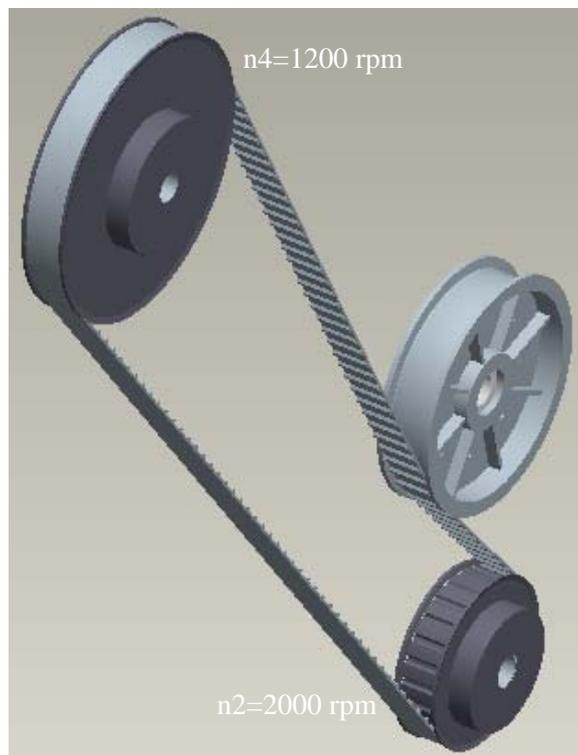


Figura 4.7. Transmisión cilindro desgranador.

Considerando:

Máquina a accionar

cilindro desgranador

Potencia de accionamiento	$P_{ac} = 4.12Hp$ , recomendado en [5]
Velocidad periférica	$V_p = 25.13m/s$ , recomendado en [5]
Velocidad	$n_4 = 1200rpm$ , recomendado en [5]
Diámetro del cilindro	$d_c = 400mm$ , recomendado en [5]
Velocidad árbol principal	$n_2 = 2000rpm$
Distancia entre centros	$a_c = 622.5mm$
Condiciones ambientales	normales, polvo
Horas de trabajo/día	1 a 8 horas
Factor de servicio	$C_b = 1.3$ [5]

Para el cálculo, se utiliza catálogo de diseño de transmisiones [27].

Se tiene:

Potencia proyectada	$P_{sc} = P_{ac} \cdot C_b$	(25)
	$P_{sc} = 5.356 Hp$	
Sección de correa	$SC = H 0.500$	
Diámetro polea menor	$d_2 = 97mm$	
Número de dientes	$nd_2 = 24$	
Diámetro polea mayor	$d_4 = 162mm$	
Número de dientes	$nd_4 = 40$	
Selección de correa	<b>665 H PL 65.5 131 dientes</b>	
Longitud de correa	$L_c = 1653mm$	
Longitud primitiva de correa	$L_s = 1664mm$	
Velocidad de correa	$V_c = 10.161m/s$	
Distancia real entre centros	$a_c = 704mm$	

Nota: como la distancia entre centros "ac" es fija, se prosigue con rodillo tensor.

Diámetro del rodillo tensor	$D_t = 130mm$
-----------------------------	---------------

### Obtención de la longitud de cálculo con tensor

Desplazamiento

$$\begin{aligned} \text{Tolerancia de instalación} \quad T_i &= 2.8\text{mm} \\ L_{ct} &= L_s + 2T_i \end{aligned} \quad (26)$$

$$L_{ct} = 1669\text{mm}$$

$$\begin{aligned} \text{Tolerancia mínima de ajuste} \quad T_a &= 0.8\text{mm} \\ L_{stf} &= L_{ct} + 2T_a \end{aligned} \quad (27)$$

$$L_{sft} = 1671\text{mm}$$

### Transmisión por correa con polea tensora

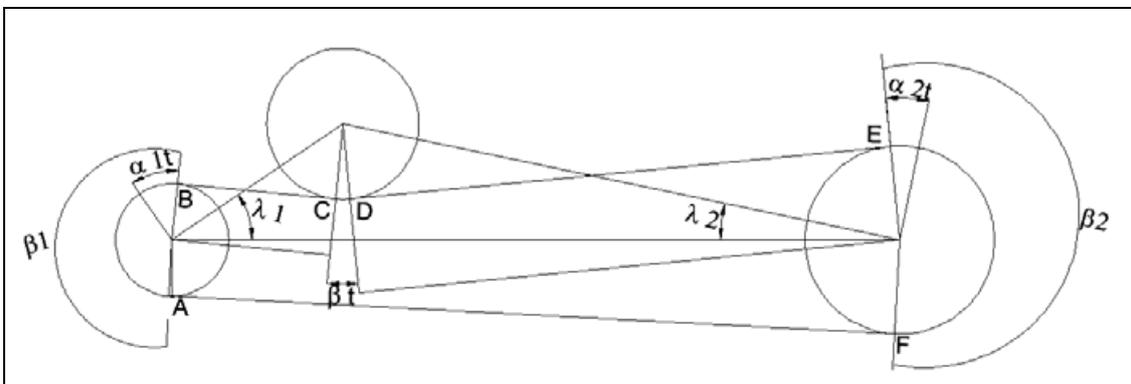


Figura 4.8. Ángulos transmisión cilindro desgranador.

Ángulo de abrace

$$\alpha = \left( a \sin \left( \frac{d4 - d2}{2a} \right) \right) \quad \alpha = 170.57^\circ \quad (28)$$

Si  $yr=100\text{ mm}$   $xr=146\text{ mm}$

$$a_{1t} = \sqrt{(yr^2 + xr^2)} \quad a_{1t} = 177\text{mm} \quad (29)$$

$$a_{2t} = \sqrt{(a - xr)^2 + yr^2} \quad a_{2t} = 487\text{mm} \quad (30)$$

$$\alpha_{1t} = a \sin \left( \frac{d2 + Dt}{2 \cdot a_{1t}} \right) \quad \alpha_{1t} = 39.9^\circ \quad (31)$$

$$\alpha_{2t} = a \sin \left( \frac{Dt + d4}{2 \cdot a_{2t}} \right) \quad \alpha_{2t} = 17.43^\circ \quad (32)$$

$$\lambda_1 = a \tan \left( \frac{yr}{xr} \right) \quad \lambda_1 = 34.41^\circ \quad (33)$$

$$\lambda 2 = a \tan\left(\frac{yr}{a - xr}\right) \quad \lambda 2 = 11.85^\circ \quad (34)$$

$$\beta 1 = 180 - \alpha + \alpha 1t - \lambda 1 \quad \beta 1 = 182.51^\circ \quad (35)$$

$$\beta 2 = 180 + \alpha + \alpha 2t - \lambda 2 \quad \beta 2 = 188.56^\circ \quad (36)$$

$$\beta t = \alpha 1t - \lambda 1 + \alpha 2t - \lambda 2 \quad \beta t = 11.07^\circ \quad (37)$$

$$AB = \beta 1 \frac{d2}{2} \quad AB = 155mm \quad (38)$$

$$BC = a1t \cdot \cos(\alpha 1t) \quad BC = 136mm \quad (39)$$

$$CD = \beta t \cdot \frac{Dt}{2} \quad CD = 13mm \quad (40)$$

$$DE = a2t \cdot \cos(\alpha 2t) \quad DE = 465mm \quad (41)$$

$$EF = \beta 2 \cdot \frac{d4}{2} \quad EF = 266mm \quad (42)$$

$$FA = a \cdot \cos(\alpha) \quad FA = 622mm \quad (43)$$

$$Lt = AB + BC + CD + DE + EF + FA \quad (44)$$

$$Lt = 1655mm$$

### Verificación de potencia por clasificación de correa

Si:  $RP$  = relación de potencia polea menor

$P_{sc}$  = potencia proyectada

Con:  $n_2 = 2000 rpm$

$nd_2 = 24$

Como  $RP = 5.85Hp$  ;  $Ps = 5.356Hp$

Se cumple  $RP \geq Ps$

### Verificación de dimensiones de poleas

$d_2 = 97mm$   $nd_2 = 24$

Si:  $d_4 = 162mm$   $nd_4 = 40$

$pp = 0.5"$

Por lo tanto:  $bo = 25.4mm$

Fuerza tangencial árbol principal

$$FU_2 : T_1 - T_2 \quad (45)$$

$$FU_2 = 318.28 N$$

Fuerza normal árbol principal

$$FN2 : T1 \cdot \sin(\alpha t) - T2 \cdot \sin(\alpha t) \quad (46)$$

$$FN2 = 204.16 \text{ N}$$

Momento árbol principal

$$Mt2 = 15.441 \text{ N m}$$

Fuerza tangencial eje del cilindro

$$FU4 = 318.28 \text{ N}$$

Fuerza normal eje cilindro

$$FN4 = 95.343 \text{ N}$$

Momento eje cilindro

$$Mt4 = 25.732 \text{ N m}$$

### Transmisión con tensión lateral floja constante

El equilibrio de fuerzas en la polea tensora da:

$$T1 \equiv T2 = \frac{Fe}{2 \cdot \sin\left(\frac{\theta e}{2}\right)} \quad (47)$$

Donde:

$Fe$  fuerza de tensión externa

$\theta e$  ángulo de abrace polea tensora

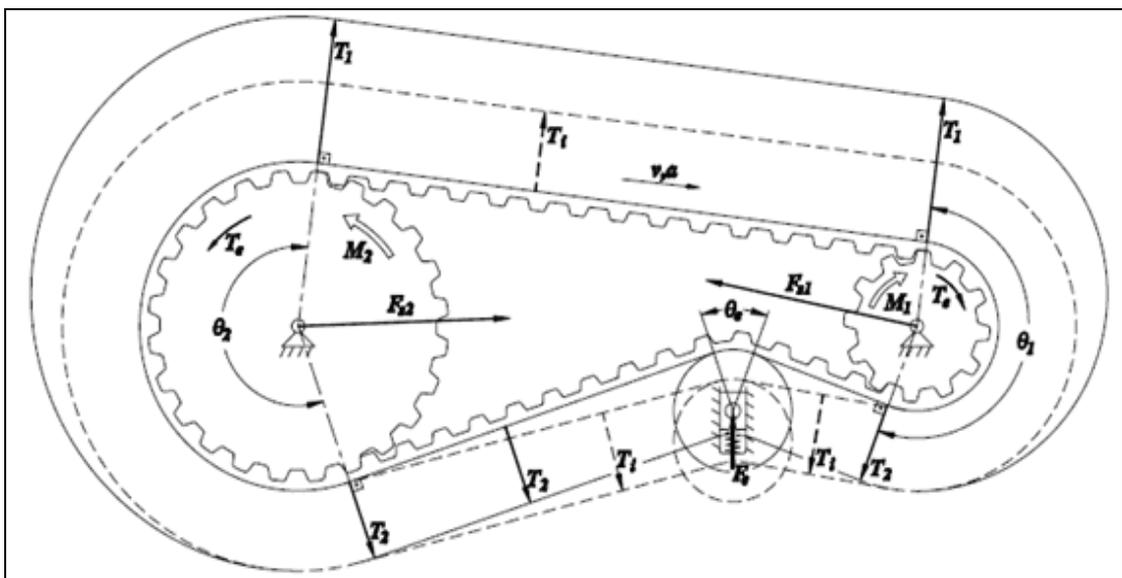


Figura 4.9. Transmisión de potencia con tensión constante en lado flojo.

Pre tensión de la correa

Si:  $T_{all} = 61.11 \text{ N/mm}$  tensión máxima permisible de la correa.

$$T_i = 0.3 \cdot b_o \cdot T_{all}; \quad (48)$$

$$T_i = 518.998 \text{ N}; \text{ pre tensión de correa}$$

Como:  $T_e = T_1 - T_2 \quad (49)$

$$T_2 = T_i \quad (50)$$

y  $\theta_e = \beta t$

Se tiene:  $F_e = T_2 \cdot 2 \cdot \sin\left(\frac{\theta_e}{2}\right) \quad (51)$

$$F_e = 100.124 \text{ N}$$

$F_e$ ; fuerza utilizada para selección de polea tensora y tensor.

#### 4.8. Cálculo ventilador centrífugo

##### Altura útil

Aplicando ecuación de Bernoulli:

$$H_t = P + Z + \frac{V_c^2}{2g} + h_{per} \quad (52)$$

Donde:  $P_1 = 1.01 \text{ Pa}$

$$P_2 = 1.01 \text{ Pa}$$

Altura de presión  $P = P_1 - P_2 \quad (53)$

$$P = 0 \text{ Pa}$$

$$Z = 0.3 \text{ m}$$

Velocidad del ventilador  $V_c = 8 \text{ m/s}$ , recomendado en [5], [8]

Aceleración de gravedad  $g = 9.806 \text{ m/s}^2$

##### Cálculo de pérdidas

Las pérdidas de carga en las tuberías vienen dadas por la expresión:

$$h_{per} = \lambda \cdot \frac{L_t}{D_t} \cdot \frac{V_c^2}{2g} + \sum \xi \cdot \frac{V_c^2}{2g} \quad (54)$$

Donde el primer y segundo término corresponden a las pérdidas primaria ( $h_{p1}$ ) y secundarias ( $h_{p2}$ ), respectivamente.

## Pérdidas primarias en ductos

Las pérdidas primarias son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluido con otras (régimen laminar) o de las partículas del fluido entre si (régimen turbulento).

Tienen lugar en flujo uniforme, por tanto principalmente en los tramos de tubería de sección constante.

*Nota: No se consideran pérdidas primarias producto que no hay ductos de sección constante y el sistema consta de sólo un accesorio (contracción).*

## Pérdidas secundarias en conductos serrados o tuberías

### Resistencia de formas

Estas se pueden calcular por dos métodos [10].

Primer método: por una fórmula y un coeficiente de pérdidas adimensional.

$$h_{p2} = \xi \cdot \frac{V_c^2}{2g} \quad (55)$$

Segundo método: utilizando fórmula de pérdidas primarias, sustituyendo en dicha fórmula la longitud de la tubería,  $L$  por la longitud equivalente  $L_e$ .

$$h_{p1} = \xi \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V_c^2}{2g} \quad \rightarrow \quad h_{p1} = \xi \cdot \frac{L + \sum L_e}{D} \cdot \frac{V_c^2}{2g} \quad (56)$$

Determinación de  $\xi$  de la ecuación fundamental de pérdidas secundarias.

Donde:

$h_{p2}$  : Pérdida de carga secundaria

$\xi$  : Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria

$V_c$  : Velocidad media en la tubería. Si se trata de cambio de sección, contracción o ensanchamiento, se toma la velocidad en la sección menor.

*Nota: como la tubería no es circular se sustituye  $D$  por  $4 R_h$  (Radio hidráulico) [16].*

El radio hidráulico de una sección rectangular de lados  $a$ ,  $b$  es:

$$R_h = \frac{a \cdot b}{2(a + b)} \quad (57)$$

Por lo tanto, considerando:

$$\begin{aligned} a1 &= 576\text{mm} & a2 &= 144\text{mm} \\ b1 &= 75\text{mm} & b2 &= 226\text{mm} \end{aligned}$$

Reemplazando en (57), se tiene:

$$Rh1 = 33\text{mm}$$

Así:  $Dt1 = 133\text{mm}$

Considerando:

$$\frac{Dt1}{Dt2} = 0.754 \quad (58)$$

Se tiene:  $\alpha = 16^\circ$

$$\xi = 0.3$$

Por lo tanto de (55):

$$hp2 = 0.979\text{m}$$

Si:  $hper = hp2$

Reemplazando en (52), se tiene:

$$Ht = 4.642\text{m}$$

Multiplicando (52) por  $\rho g$ , se tiene dimensiones de presión

Si:  $\rho = 1.226\text{kg} / \text{m}^3$

Entonces la potencia total es:

$$Pt = Ht \cdot \rho g \quad (59)$$

$$Pt = 55.811\text{ Pa}$$

Como:  $At = \frac{\pi \cdot Dt2^2}{4} \quad (60)$

Y  $Q = Vc \cdot At \quad (61)$

Reemplazando (60) en (61), se tiene:

$$Q = 700\text{m}^3 / \text{hr}$$

Potencia para mover el caudal Q en un circuito cuya depresión es  $Pt$ , es:

$$PaQ = Q \cdot Pt \quad (62)$$

Considerando  $\eta v = 0.7$ , según [10]

$$\eta t = 0.9, \text{ según [10]}$$

Potencia accionamiento del ventilador

$$Pav = 0.017 \text{ kW}$$

### Selección del ventilador

Considerando:  $Q = 700 \text{ m}^3 / \text{hr}$

$$P_t = 55.811 \text{ Pa}$$

VENTILADOR SOLER Y PALAU CBP 7/7, [32]

$$n_3 = 800 \text{ rpm}$$

Potencia de accionamiento

Si  $P_1 = 0.04 \text{ kW}$  Potencia leída

$$P_{ac} = P_1 \cdot 1.15 \quad [31] \quad (63)$$

$$P_{ac} = 46 \text{ W} : 0.062 \text{ Hp}$$

### 4.9. Cálculo transmisión ventilador centrífugo

#### Selección de correa

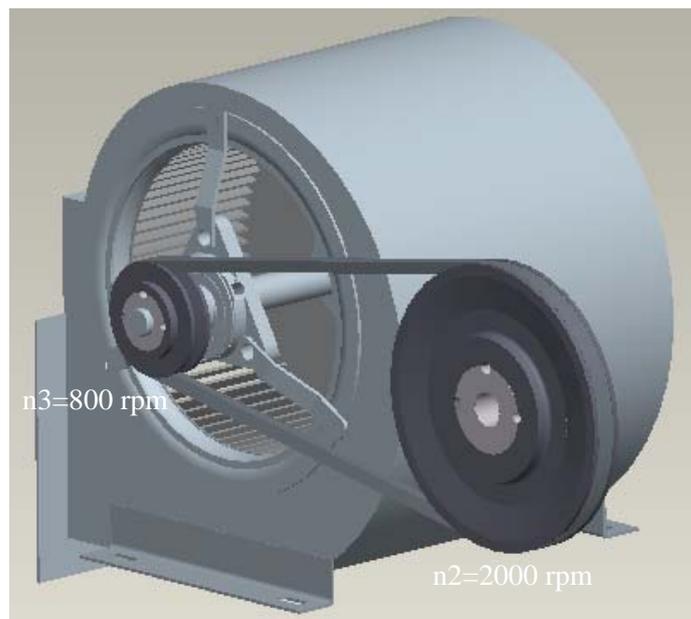


Figura 4.10. Transmisión ventilador centrífugo.

Considerando:

Máquina a accionar                      ventilador centrífugo

Potencia de accionamiento             $P_{ac} = 0.062 \text{ Hp}$

Velocidad ventilador                    $n_3 = 800 \text{ rpm}$

Velocidad árbol principal             $n_2 = 2000 \text{ rpm}$

Distancia entre centros                 $ac = 313 \text{ mm}$

Condiciones ambientales	normales, polvo
Horas de trabajo/día	1 a 8 horas
Factor de servicio	$C_b = 1.1$

Se tiene:

Potencia proyectada	$P_s = P_{ac} \cdot C_b$	(64)
---------------------	--------------------------	------

$$P_s = 0.0682 \text{ Hp}$$

Sección de correa	$S_c = A$
-------------------	-----------

Diámetro de polea menor	$D_2 = 71 \text{ mm}$
-------------------------	-----------------------

Diámetro de polea mayor	$d_3 = 180 \text{ mm}$
-------------------------	------------------------

Velocidad de correa	$V_c : 7.435 \text{ m/s}$
---------------------	---------------------------

Longitud de correa	$L_c = 1030 \text{ mm}$
--------------------	-------------------------

Longitud primitiva de correa	$L_s = 1105 \text{ mm}$
------------------------------	-------------------------

Sección de correa	A 42
-------------------	------

Distancia real entre centros	$ac = 407 \text{ mm}$
------------------------------	-----------------------

Cantidad de correas	$z = 0.062$
---------------------	-------------

$$z = 1 \quad \text{Correa}$$

Así:

Fuerza tangencial árbol	$F_{U2} = T_1 - T_2$	(65)
-------------------------	----------------------	------

$$F_{U2} = 6.218 \text{ N}$$

Fuerza normal árbol	$F_{N2} = T_1 \cdot \sin(\alpha_1) - T_2 \cdot \sin(\alpha_1)$	(66)
---------------------	--	------

$$F_{N2} = 1.083 \text{ N}$$

Momento torsor árbol	$M_{t2} = 0.221 \text{ Nm}$
----------------------	-----------------------------

Fuerza tangencial eje ventilador	$F_{U3} = 6.218 \text{ N}$
----------------------------------	----------------------------

Fuerza normal eje ventilador	$F_{N3} = 1.083 \text{ N}$
------------------------------	----------------------------

Momento torsor eje ventilador	$M_{t3} = 0.56 \text{ Nm}$
-------------------------------	----------------------------

#### 4.10. Cálculo de transportador de tornillo sin fin

Un transportador normalizado de tornillo sin fin consiste en una hélice, montada sobre un eje y suspendida en un canal [2].

El transportador puede ser de tornillo de rosca a derecha; dextrógira o a la izquierda levógira. A veces, una parte es dextrógira y la otra levógira.

Los tamaños normales van de 10 cm (4") hasta 61 cm (24") de diámetro de la hélice. Comúnmente, el transportador de tornillo sin fin es horizontal, pero puede ser inclinado. La capacidad se reduce a medida que aumenta la inclinación [2].

Según sus dimensiones y su modo de empleo (en posición horizontal, vertical u oblicua), van montados en un cárter acanalado o cilíndrico.

#### Potencia necesaria

La potencia necesaria depende de la resistencia de frotamiento o arrastre del material, de la longitud del transportador y de la cantidad del material que haya que manipular.

Si la capacidad está comprendida entre los límites de los tamaños normales y la distancia o longitud no es demasiado grande respecto a la torsión aplicada al eje, el transportador de tornillo sin fin es la máquina **más sencilla y menos costosa** para manejar materiales granulados o pulverizados que corran fácilmente por un cauce horizontal o ligeramente inclinado [2],[17].

$$H = \frac{At \cdot Lt \cdot nt + Ct \cdot Lt \cdot \rho \cdot Fm}{1000000} \quad (67)$$

Donde:

$Ct$	Capacidad del transportador m <sup>3</sup> /min
$Lt$	Longitud m
$w$	Peso del material
$Fm$	Factor de arrastre del material

Considerando:

$At = 54$ , Factor de tamaño del transportador, ver tabla 4.3.

Diam of conveyor, in	6	9	10	12	14	16	18	20	24
mm	152	229	254	305	356	406	457	508	610
Factor A	54	96	114	171	255	336	414	510	690

Tabla N° 4.3. Factor de tamaño de transportador [2].

$\rho t : 760 \text{ kg} / \text{m}^3$ , ver tabla 4.1

De (2)

$$Q = 600 \text{ kg} / \text{hr}$$

$$Fm = 0.5, \text{ ver anexo 2 tabla 1}$$

Entonces:

$$Ct = \frac{Q}{\rho t} \quad (68)$$

$$Ct = 0.8 \text{m}^3 / \text{hr}$$

$$Lt = 655 \text{mm}, \text{ según especificaciones en 2.5}$$

$$nt = 100 \text{ rpm}, \text{ ver anexo 2 tabla 1}$$

Entonces:

$$H = 0.013 \text{ Hp}$$

Considerando:

- Si la potencia en CV es menor que 2, multiplíquese por 2 el resultado [2].
- Si la potencia en CV es menor que 4, multiplíquese por 4 el resultado [2].
- Admitiendo un rendimiento de la transmisión de 90 % [2]

Por lo tanto:

$$Ht = \frac{H \cdot 2}{0.9} \quad (69)$$

$$Ht = 0.029 \text{ Hp}$$

### Determinación del diámetro del tornillo

Con  $nt$  y  $Ct$

$$Dt = 102 \text{mm} \quad \text{Ver anexo 2 tabla 2}$$

Determinación del paso (s)

Sea 
$$Q = 60 \cdot nt \cdot s \cdot \frac{Dt^2}{4} \cdot f \cdot \gamma \quad (70)$$

Donde:

$f : 0.42$       Coeficiente de carga para tornillos pequeños [2]

$\gamma : 0.76$       Peso específico del material

Si 
$$s = \frac{4 \cdot Q}{60 \cdot nt \cdot f \cdot \gamma \cdot Dt^2 \cdot \pi} \quad (71)$$

$$s = 38mm$$

Considerando, según [2],  $s = 0.8 \cdot Dt$

Se tiene:

$$s = 82mm, \text{ paso, ver figura 4.11}$$

### Diámetro del eje del tornillo (det)

Si  $m = 136$ , para ejes huecos [2]

Entonces 
$$\det = m \cdot \sqrt[3]{\frac{Ht}{nt}} \quad (72)$$

$$\det = 9.652mm$$

Por lo tanto  $\det = 20mm$ , ver figura 4.11

Considerando diámetro mínimo disponible en unidades de rodamientos.

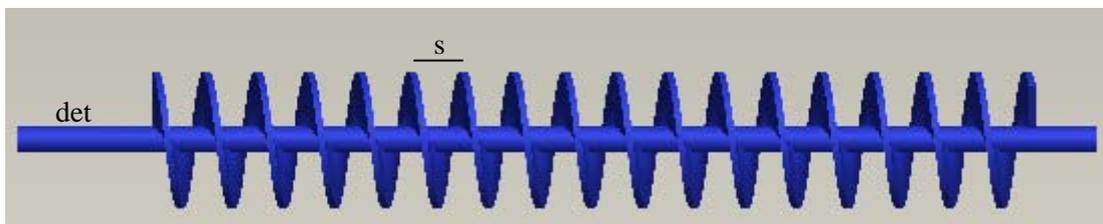


Figura 4.11. Tornillo sin fin.

#### 4.11. Cálculo transmisión tornillo sin fin

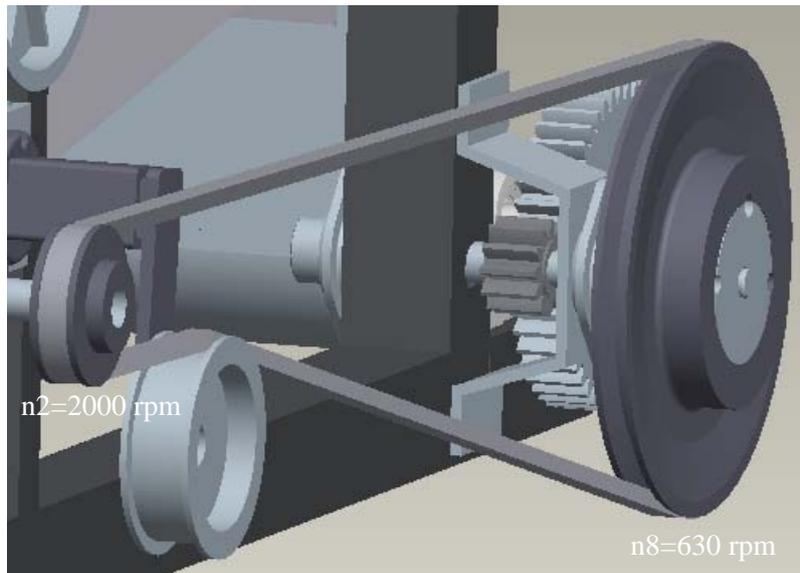


Figura 4.12. Transmisión compuesta tornillo sin fin.

Para el cálculo de la transmisión compuesta del tornillo sin fin, se utiliza el mismo procedimiento que el desarrollado en el apartado 4.4, utilizándose además el catálogo de transmisiones [24] y el procedimiento para cálculo de engranajes expuesto en [12].

Considerando:

Máquina a accionar	Tornillo sin fin	
Potencia a transmitir	$P_s = P_{ac} \cdot C_b$	(73)
Factor de servicio	$C_b = 1.1$	
Potencia proyectada	$P_s = 0.0319 H_p$	
Velocidad árbol principal	$n_2 = 2000 \text{ rpm}$	
Velocidad polea mayor	$n_8 = 630 \text{ rpm}$	
Distancia entre ejes (a)	$a_c = 763.3 \text{ mm}$	
Condiciones ambientales	normales, polvo	
Horas de trabajo/día	1 a 8 horas	
Sección de correa	$S_c = A$	
Diámetro de polea menor	$D_2 = 63 \text{ mm}$	
Diámetro de polea mayor	$d_8 : 200 \text{ mm}$	

Así

Longitud de correa  $L_c = 1946 \text{ mm}$

Longitud primitiva de correa  $L_s = 2070 \text{ mm}$

Sección de correa  $A 80$

Velocidad de correa  $V_c = 6.597 \text{ m/s}$

Nota: como "ac" es fija, se usa rodillo tensor.

Diámetro del rodillo tensor  $D_t = 84 \text{ mm}$

Longitud total  $L_t = 1949 \text{ mm}$

Cantidad de correas  $z = 1$

### 1 correa Gates, A-80

Fuerza tangencial en árbol principal

$$FU_2 : T_1 - T_2 \quad (74)$$

$$FU_2 = 3.45 \text{ N}$$

Fuerza normal en árbol principal

$$FN_2 : T_1 \cdot \sin(\alpha_1) - T_2 \sin(\alpha_1) \quad (75)$$

$$FN_2 = 1.67 \text{ N}$$

Fuerza tangencial en eje transmisión compuesta

$$FU_4 = FU_2 = 3.45 \text{ N}$$

Fuerza normal al eje transmisión compuesta

$$FN_4 = 0.782 \text{ N}$$

Como:  $Te : T_1 - T_2 \quad (76)$

$$T_2 : T_i \quad (77)$$

Y además  $\theta_e : \beta_t$

Se tiene:  $Fe : T_2 \cdot 2 \cdot \sin\left(\frac{\theta_e}{2}\right) \quad (78)$

$$Fe : 0.011 \text{ N}$$

## Transmisión compuesta, transmisión por engranajes

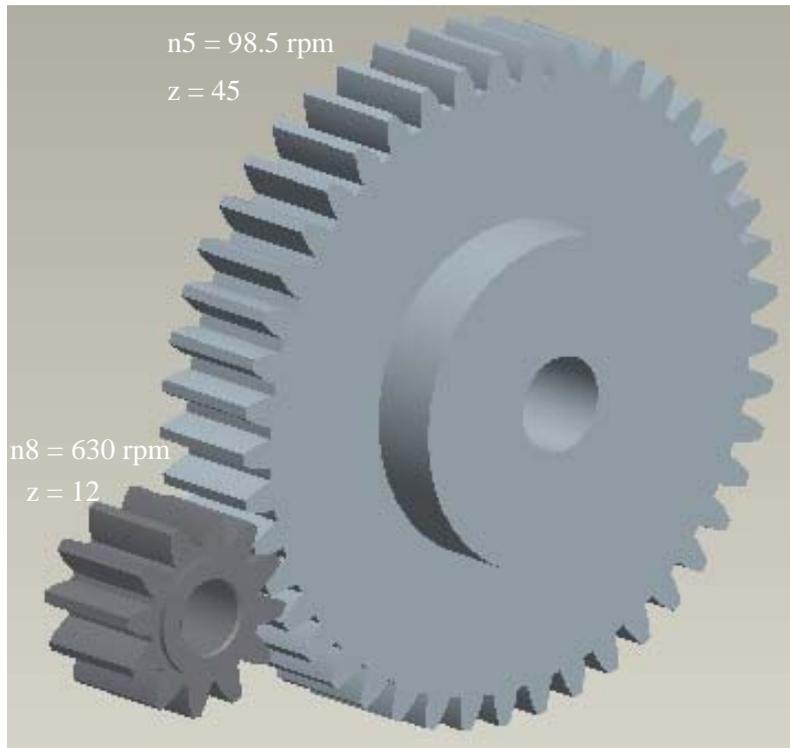


Figura 4.13. Transmisión por engranajes, tornillo sin fin.

Considerando:

Velocidad tornillo  $n_5 = 98.5 \text{ rpm}$

Velocidad piñón  $n_8 = 630 \text{ rpm}$

Relación de transmisión  $rt = \frac{n_8}{n_5} \quad (79)$

$$rt = 3.746 \text{ rpm}$$

Se tiene:

Velocidad angular piñón  $\omega_p : 38.642 \text{ rad / s}$

Velocidad angular corona  $\omega_c : 10.315 \text{ rad / s}$

Diámetro primitivo piñón  $d_p : 36 \text{ mm}$

Ángulo de presión  $\alpha : 20^\circ$

Módulo  $m : 3 \text{ mm}$

Diámetro primitivo corona  $d_c : 135 \text{ mm}$

Paso circular  $p_c : 9.43 \text{ mm}$

Altura de cabeza  $h_a : 3 \text{ mm}$

Altura de fondo  $h_b : 3.75 \text{ mm}$

Altura total	$h : 6.75 \text{ mm}$
Diámetro de cabeza piñón	$d_{kp} : 42 \text{ mm}$
Diámetro de cabeza corona	$d_{kc} : 141 \text{ mm}$
Holgura	$c : 0.75 \text{ mm}$
Círculo base piñón	$d_{bp} : 34 \text{ mm}$
Círculo base corona	$d_{bc} : 127 \text{ mm}$
Número de dientes piñón	$z_p : 12$
Número de dientes corona	$z_p : 45$
Relación de engranajes	$M_G : 0.267$

#### 4.12. Cálculo transmisión árbol principal

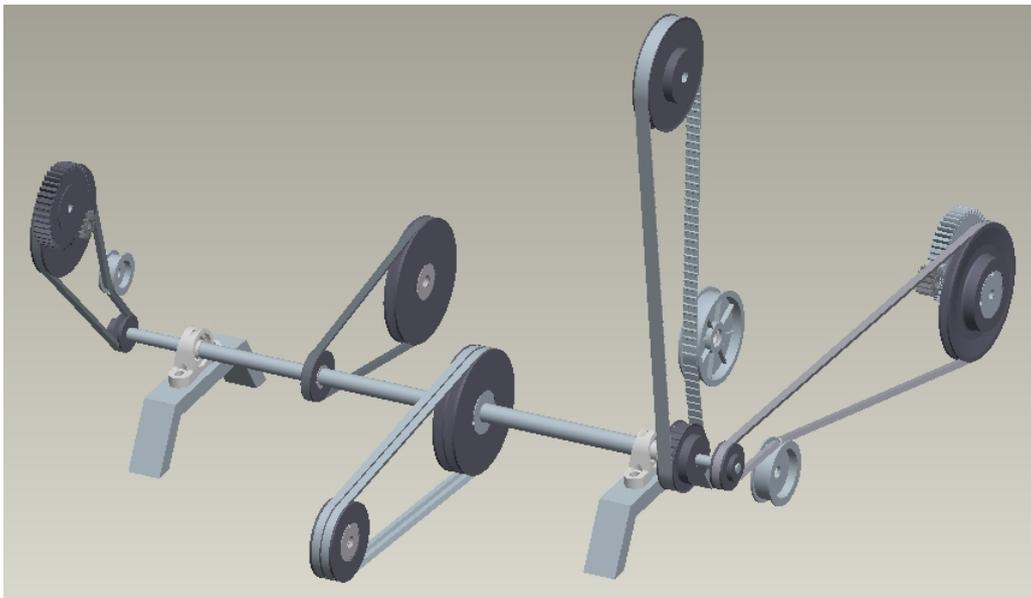


Figura 4.14. Transmisión árbol principal.

Máquina a accionar	Trilladora (Cilindro Batidor, Cilindro desgranador, Eje excéntrico, Ventilador, Tornillo sin fin)
Velocidad árbol	$n_2 = 2000 \text{ rpm}$
Potencia total a transmitir	
Si: $P_v = 0.062 \text{ Hp}$	Potencia del ventilador
$P_{cd} = 4.12 \text{ Hp}$	Potencia cilindro desgranador y batidor

$P_{ee} = 0.5Hp$  Potencia eje excéntrico

$P_t = 0.029Hp$  Potencia tornillo sin fin

Así:

$$PT = P_v + P_{cd} + P_{ee} + P_t \quad (80)$$

$$PT = 4.71 Hp$$

Considerando

$\eta = 0.96$  [2], para transmisión por correas.

$$PAC = \frac{PT}{\eta} \quad PAC = 4.96 Hp$$

### Selección de motor a combustión

Marca : Briggs & Stratton  
 Modelo : Intek I/C OHV 5.5 HP  
 Potencia : 5.5 HP@3600 rpm  
 Punto de trabajo : 5 HP@3250 rpm

Considerando:

Distancia entre ejes  $ac = 410mm$   
 Condiciones ambientales normales, polvo  
 Horas de trabajo/día 1 a 8 horas  
 Factor de servicio  $C_b = 1.1$

Se tiene:

Potencia proyectada  $P_s = P_{ac} \cdot C_b$   
 $P_s = 5.46 Hp$

Sección de correa  $Sc = A$   
 Diámetro de polea menor  $d = 112 mm$   
 Diámetro de polea mayor  $d_1 = 180mm$   
 Velocidad de correa  $V_c = 18.85 m/s$   
 Longitud de correa  $L_c = 1281mm$   
 Longitud primitiva de correa  $L_s = 1330mm$   
 Sección de correa  $Sc = A51$   
 Cantidad de correas  $z = 1.434$

$z = 2$  Correas

### 2 correa Gates, A-51

Considerando: 
$$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} \quad (81)$$

$$\omega_2 = 209.44 \text{ rad / s}$$

$$\omega_1 = 340.339 \text{ rad / s}$$

Fuerza tangencial árbol principal

$$FU_2 : (T_1 - T_2) \quad (82)$$

$$FU_2 = 196.181 \text{ N}$$

Fuerza normal árbol principal

$$FN_2 : T_1 \cdot \sin(\alpha) - T_2 \cdot \sin(\alpha) \quad (83)$$

$$FN_2 = 16.269 \text{ N}$$

El momento que actúa en el árbol principal es:

$$Mt_2 = 17.66 \text{ N m}$$

#### 4.13. Cálculo de ejes y árbol principal

El término árbol se usa para referirse a un elemento giratorio que a una velocidad de rotación determinada, transmite una potencia.

El término eje se utiliza para definir una pieza estacionaria sobre la que hay montadas ruedas giratorias.

Un árbol de transmisión llamado también árbol principal es aquel que recibe la potencia de una máquina motriz y la transmite a máquinas conectadas a él, por medio de correas, cadenas o engranajes. El hecho de transmitir una potencia desde un motor implica una velocidad angular y un par que se genera en él árbol denominada torsión.

El par o momento es un vector perpendicular al plano determinado por la fuerza y la distancia al punto considerado.

El cálculo del árbol principal y los ejes de la máquina, consiste en definir el diámetro mediante la determinación de tensiones y deformaciones producto de la torsión y también de la torsión combinada con otras cargas.

En este análisis, se empleará el método de elementos finitos FEM, usando el software Pro/Engineer y el módulo Pro/Mechanica.

## Pro/Engineer

Este software posee muchas aplicaciones de gran capacidad. Es ideal para capturar la intención del diseño de los modelos, ya que se fundamenta en una filosofía práctica.

Este software desarrolla modelos como sólidos y permite trabajar en un entorno tridimensional.

Se puede destacar:

- Las propiedades de masa se pueden calcular directamente a partir de la geometría.
- Aunque se puede manipular la vista de un modelo sólido en la pantalla, el modelo permanece sólido.
- Como herramienta de modelado de sólidos, Pro/Engineer es un sistema paramétrico y asociativo basado en funciones.

Una función es el elemento constitutivo más pequeño de un modelo de pieza, no obstante, se debe tener presente que Pro/Engineer permite construir un modelo de forma incremental, es decir, añadiendo funciones individuales una a una. Ver figura 4.14.

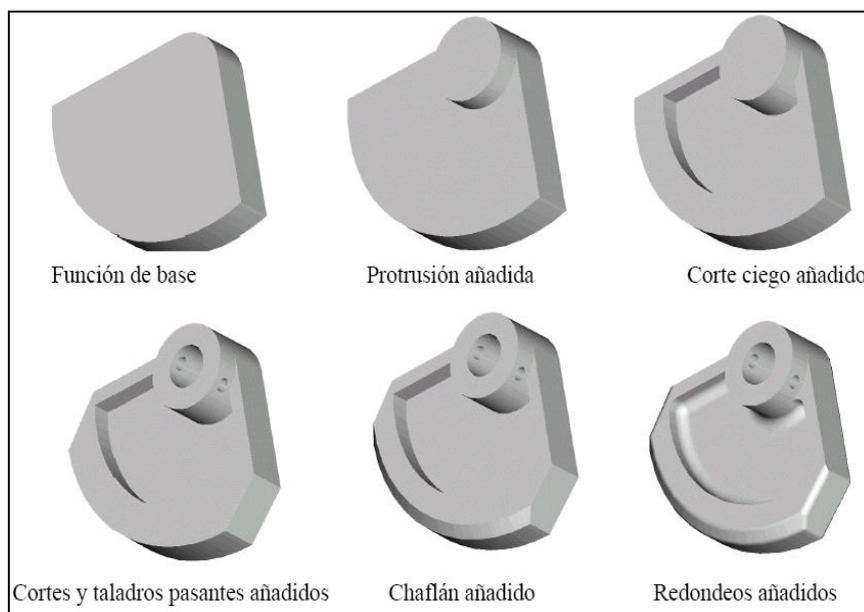


Figura 4.15. Construcción de modelos función a función [1].

### Pro/Mechanica Motion

Herramienta que permite realizar modelos mecanizados y la optimización del diseño de estos. Los análisis de movimiento originan resultados tales como velocidad, aceleración angular, propiedades de masa, posición del punto, velocidad de un punto, aceleración, fuerza neta, etc.

Para el análisis de los diversos componentes de la máquina que no son diseñados por selección, se utilizará el método de la figura 4.15.

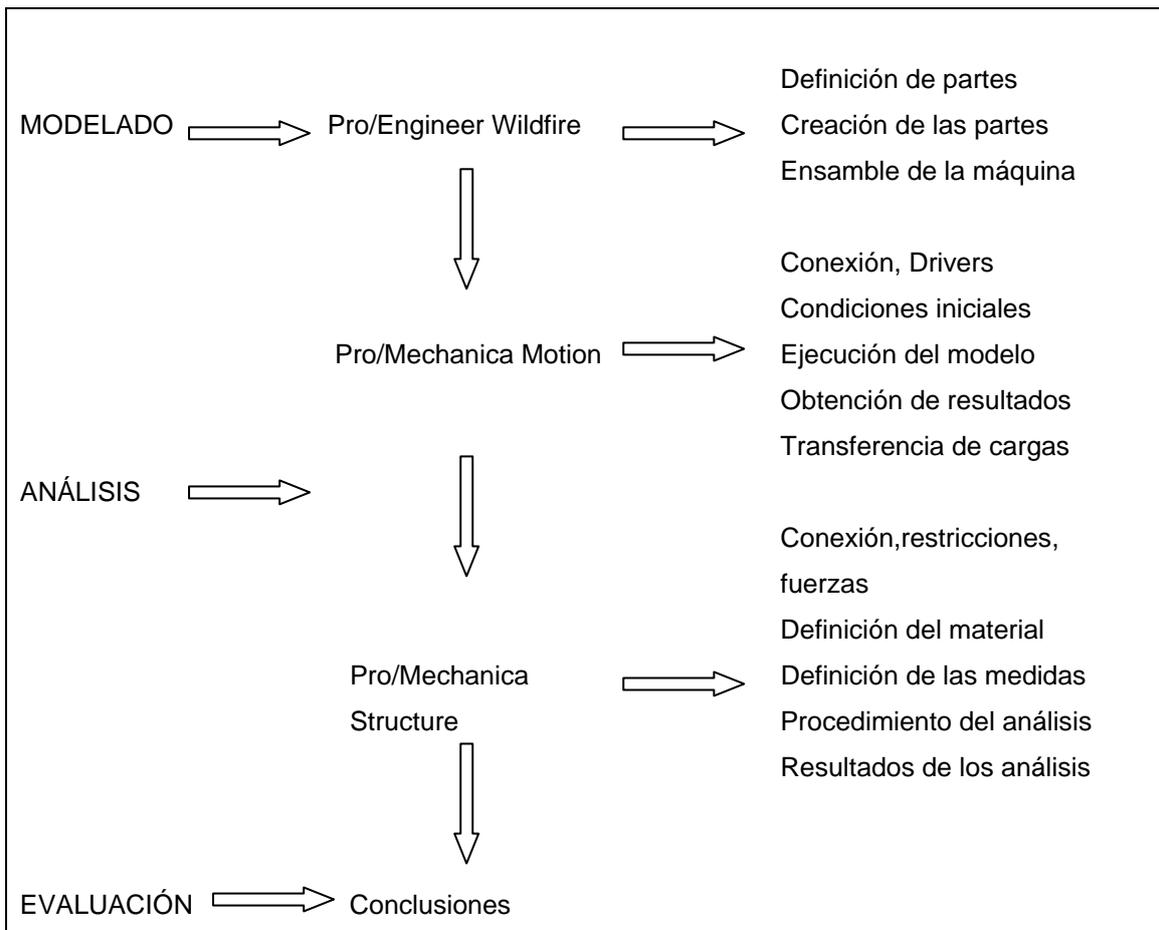


Figura 4.16. Esquema del método de análisis.

Por lo tanto, primero se realiza un análisis en el módulo Motion para obtener las velocidades y las fuerzas que actúan en los componentes para posteriormente realizar un análisis en el módulo Structure para realizar un análisis estático, con las fuerzas obtenidas del análisis anteriormente expuesto.

#### 4.14. Consideraciones y restricciones

Antes de realizar algún tipo de análisis del modelo diseñado se deben definir una multiplicidad de restricciones para que Pro/Mechanica pueda comprender el comportamiento de éste [9].

- Se debe decidir que rasgos de la pieza se quiere modelar *simplificando* el modelo para obtener una mejor eficiencia y desempeño, en el análisis.
- Se debe definir el *material* del cual esta hecho el modelo y definir las características del material.
- Si se aplica *cargas, restricciones* a una región de la superficie del modelo, se deben crear regiones en el modelo.
- Se debe decidir sí se definen las cargas o restricciones para el modelo, ya que éstas determinan el tipo de análisis que Pro/Mechanica puede ejecutar.
- Se debe decidir si se definen medidas específicas para el modelo, éstas serán aspectos puntuales del monitoreo del modelo y del desempeño.

#### 4.15. Cálculo eje cilindro batidor o sacapaja

En Pro/Mechanica Motion se realiza el ensamble de las piezas, con la finalidad de que este módulo reconozca las partes que interactúan, y a la vez, lograr que el mecanismo tenga movimiento.

Para lograr que estas partes interactúen con los demás elementos de la máquina, las conexiones en su mayoría están modeladas como soldadura (weld) y rodamientos (pin), que se ilustran en la figura 4.16 por cuadrados y flechas de color amarillo respectivamente.

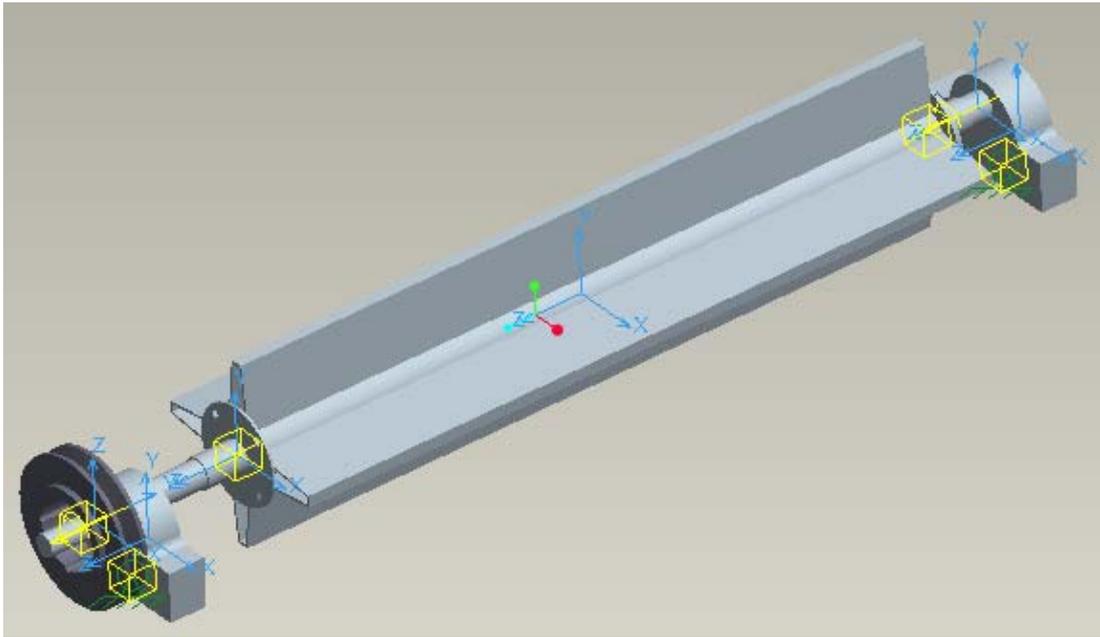


Figura 4.17. Ensamble cilindro batidor.

De (22) se tiene:

$$FU8 = 12.716N, \text{ ver figura 4.18}$$

De (23)

$$FN8 = 0N$$

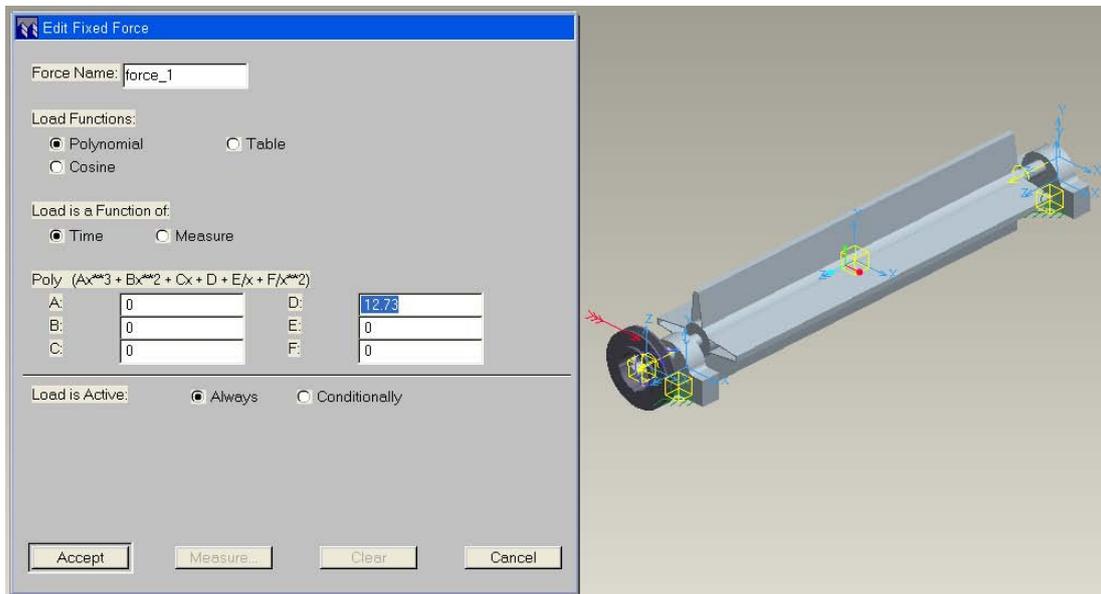


Figura 4.18. Conexiones y fuerzas, cilindro batidor.

Una vez unidas las piezas, se ingresan las propiedades para que el mecanismo produzca el movimiento, para ello, se usa el comando Driver

(conductor) que permite ingresar velocidades al modelo. La velocidad que se ingresa es constante, con un valor de 125.66 rad/seg.; equivalente a 1200 rpm; esta velocidad es indicada a través del comando Driver en el eje axial del cilindro batidor, siendo representada en la figura 4.19 por el color rojo, con la forma de espiral.

Así de (21) se tiene:

$$\omega_8 = 125.66 \text{ rad / s}$$

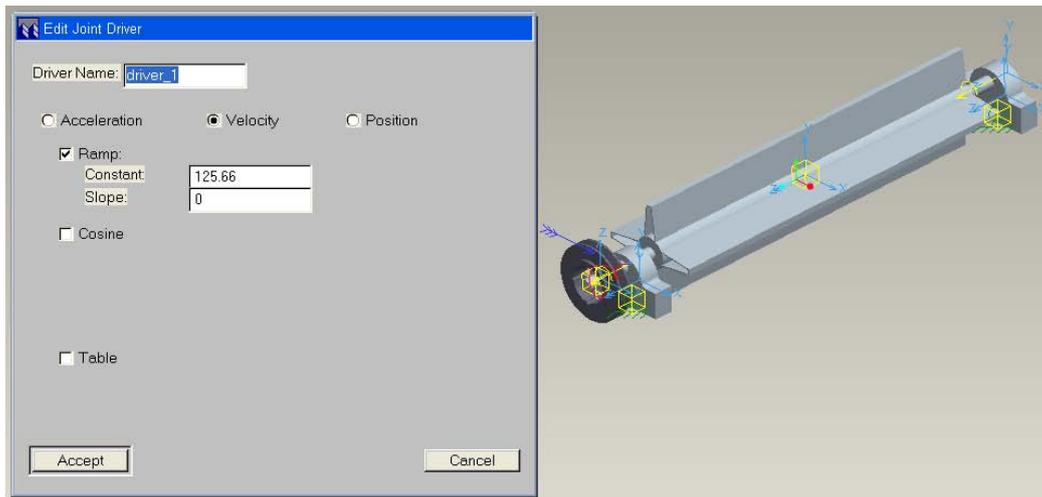


Figura 4.19. Conexiones y velocidad en rad/seg.

## Definición del material

Para poder realizar cualquier tipo de análisis, este módulo exige que se seleccione el material del cual están compuestas las piezas.

### *Eje del cilindro batidor*

Material : Acero SAE 1045, [32]

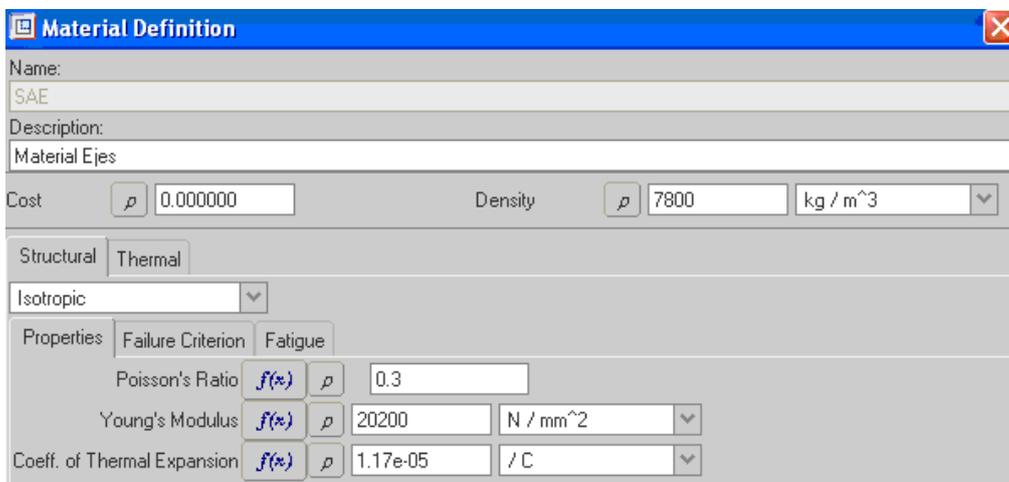


Figura 4.20. Definición material eje cilindro batidor.

Elemento	Material	Límite de Fluencia (Sy)
Cilindro Batidor	Acero A 37-24 ES, [26]	240 N/mm <sup>2</sup> , [32]
Rodamientos	Fundición Gris EN-GJL HB195 según norma EN 1561:1997	250 N/mm <sup>2</sup> , [30]
Polea	Fundición G3000 (GG22), según estándar norteamericano SAEJ431AVG96.	207 MPa, [32]
Bushing o casquillo	Fundición Gris HT 250	260 MPa, [32]

Tabla 4.4. Material piezas modelación cilindro batidor.

#### 4.16. Resultados del análisis Motion

Dado que los resultados que se adquieren son provenientes de las mediciones básicas del módulo, la medición de interés es la generada en la conexión entre el eje y el soporte (unidad de rodamiento), obteniendo la reacción de la velocidad del eje en la coordenada Y (Gráfico 4.1).

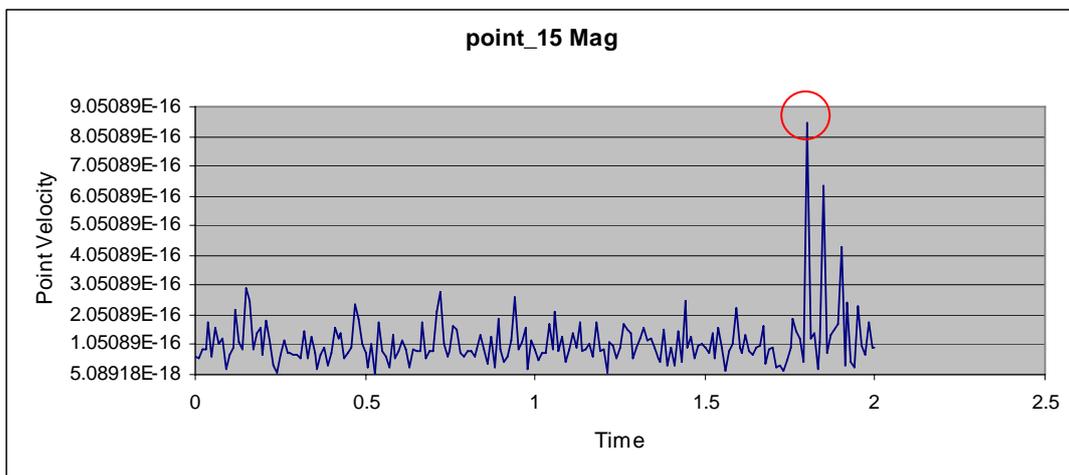


Gráfico 4.1. Velocidad / tiempo del análisis de movimiento.

Este gráfico 4.1, muestra la velocidad de cambio con respecto al tiempo que tiene la unión durante el tiempo que dura el análisis del eje batidor, la velocidad crítica es de 8.49601E-16 mm/seg y esto ocurre a 1.8 seg.

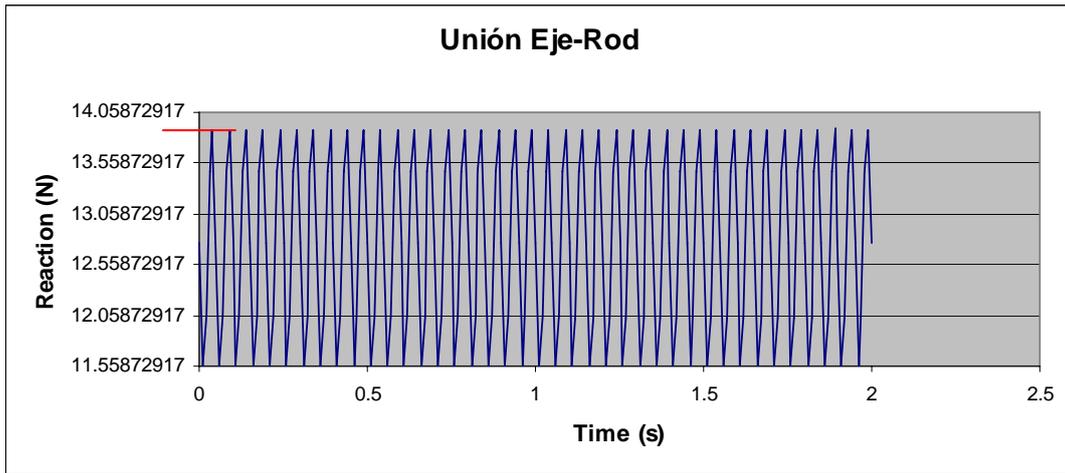


Gráfico 4.2. Magnitud fuerza radial, unión Eje-Rodamiento.

El gráfico 4.2 muestra la fuerza neta o reacción generada en la unión eje – rodamiento, con un valor levemente superior a la calculada en (22).

### Transferencia de carga del módulo motion a structure

Para analizar algún fenómeno durante la ejecución del análisis de movimiento de Pro/Mechanica Motion, es necesario buscar y grabar el tiempo más crítico, para luego ser recuperado por el módulo Pro/Mechanica Structure y ser sometido a análisis. Este tiempo corresponde a los 1.8 seg. mencionados anteriormente. Método de transferencia de carga, [1].

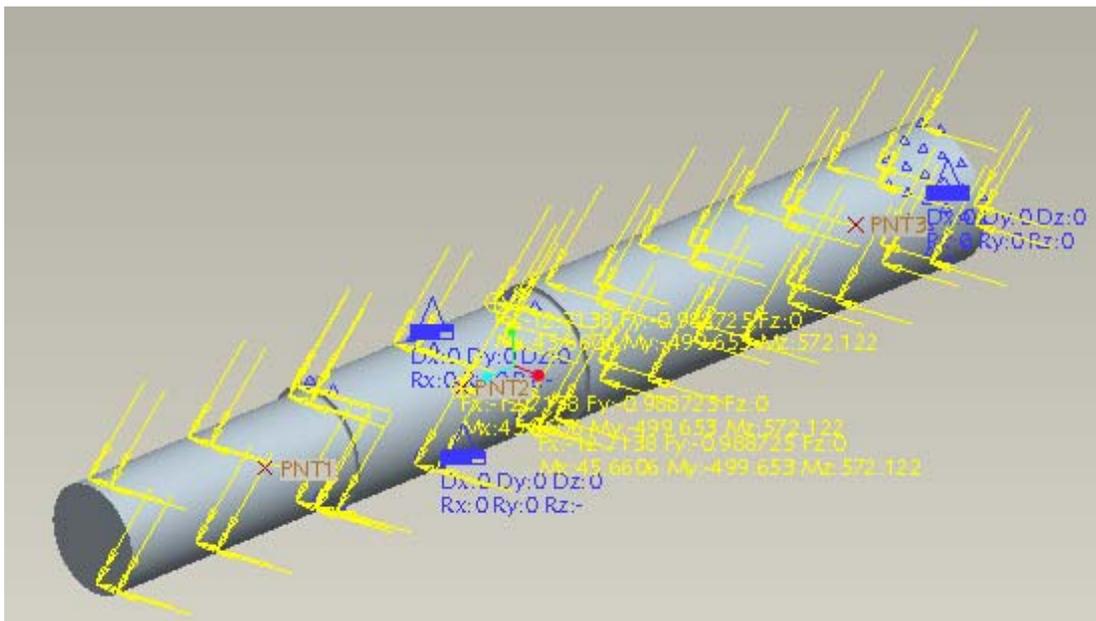


Figura 4.21. Fuerzas en el eje del cilindro batidor.

## Criterio de falla

### Distortion Energy (Von Mises)

Se aplica a materiales dúctiles. Aquí la falla o cedencia del material ocurre cuando se iguala la energía de distorsión máxima en tracción simple con la energía de correspondiente a los esfuerzos combinados.

$$\sigma^{\prime} = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2)^{1/2} = \frac{S_y}{n}$$

Así, esfuerzo admisible  $\sigma^{\prime} = \frac{S_y}{n}$  (84)

Donde  $n$  es el factor de seguridad,

La figura 4.21 muestra el ingreso del criterio de falla y las propiedades del material, para el análisis del eje del cilindro batidor.

The image shows a software interface for defining material properties. The 'Name' field contains 'SAE'. The 'Description' field contains 'Material Ejes'. The 'Cost' field is set to '0.000000' and the 'Density' field is set to '7800 kg / m^3'. The 'Structural' tab is selected, and the 'Failure Criterion' is set to 'Distortion Energy (von Mises)'. The 'Tensile Yield Stress' is set to '300 N / mm^2'.

Figura 4.22. Criterio de falla, eje cilindro batidor.

## Resultados del análisis

El análisis indica que la parte sometida a mayores esfuerzos; esta donde el rodamiento esta en contacto con el eje; el resalte; (figura 4.23). Como el análisis relaciona el esfuerzo admisible ( $S_{sadm}$ ) y el esfuerzo de trabajo ( $S_{trabajo}$ ); se puede apreciar que en la zona de concentración de esfuerzos, un esfuerzo de trabajo o máximo  $\sigma_{max} = 1.047 \text{ N / mm}^2$ , (ver figura 4.23).

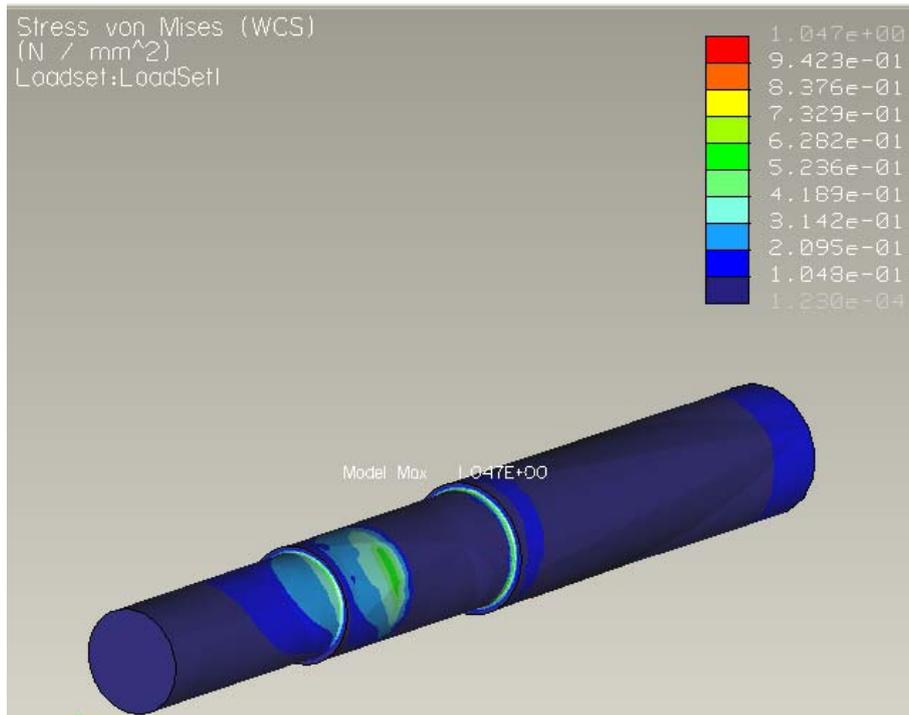


Figura 4.23. Esfuerzo máximo, eje batidor.

Desplazamiento máximo  $\Delta_{max} = 0.002616 \text{ mm}$  , ver figura 4.24

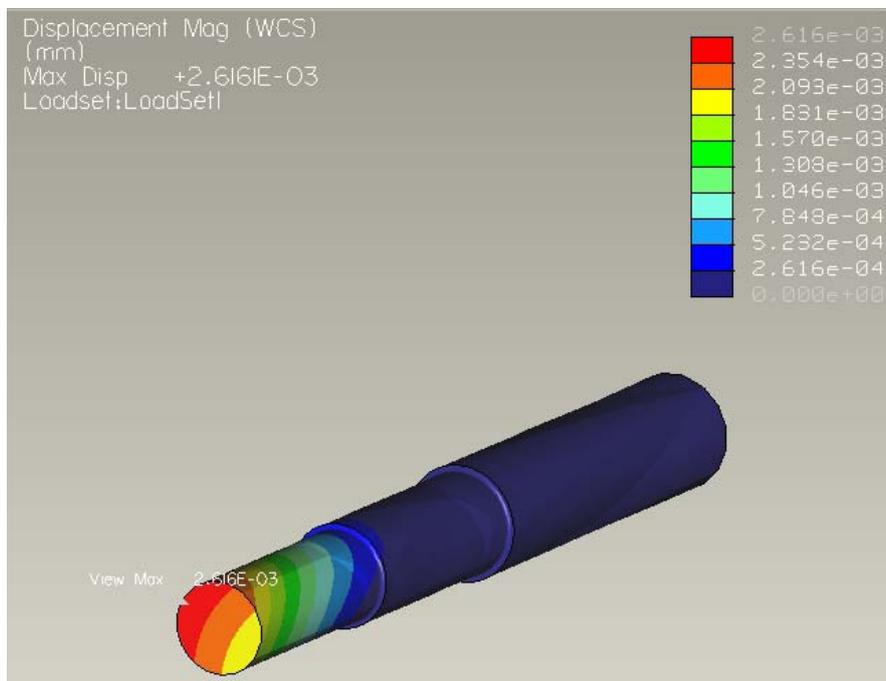


Figura 4.24. Desplazamiento máximo eje batidor.

Considerando que el análisis genera un índice de falla de 0.00349, ver figura 4.25. Se cumple,  $\sigma_{max} \leq \sigma^*$ .

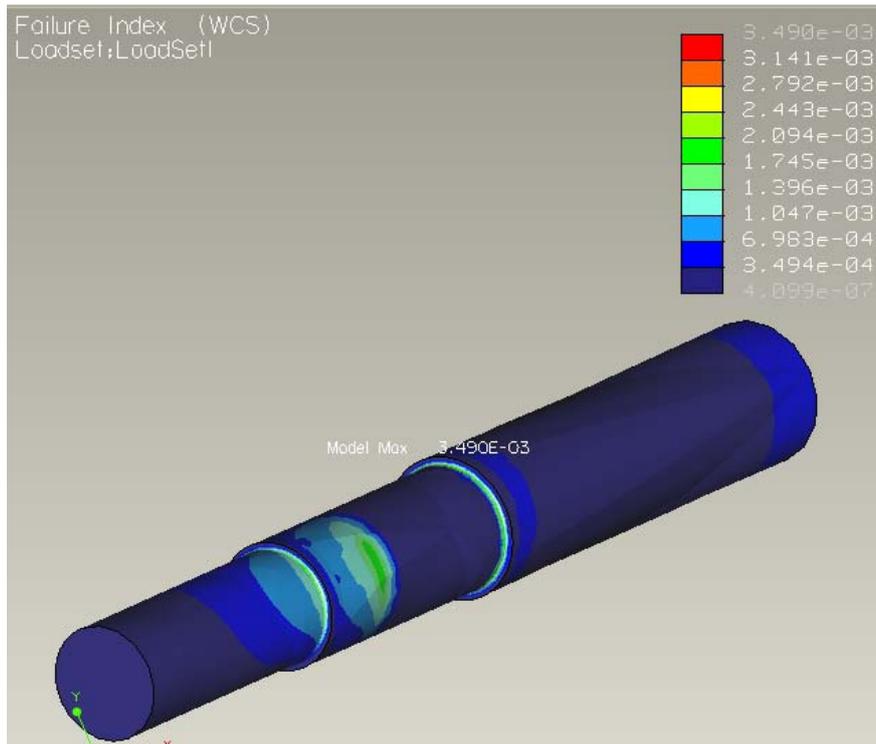


Figura 4.25. Índice de falla, cilindro batidor.

Considerando el diámetro mínimo de rodamiento disponible [30], la optimización se realiza en función de la disponibilidad de medidas de rodamiento y soporte.

Así, diámetro de eje cilindro batidor es  $d = 20\text{mm}$

El método anteriormente desarrollado será el utilizado para el cálculo de los demás elementos de la máquina trilladora.

La optimización de los elementos considerará la disponibilidad de medidas de los accesorios como rodamientos, bujes o casquillos, soportes y perfiles de estructura de la máquina.

### Selección de unidad de rodamiento

La determinación del tamaño necesario del rodamiento (unidad) se basa en las cargas esperadas y en la vida nominal deseada. El método normal es aquel utilizado por la industria, es decir, la vida nominal se calcula según la normativa ISO 281:1990, siendo la ecuación para los rodamientos de bolas.

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (85)$$

Donde:  $L_{10}$  vida nominal, millones de revoluciones

- $C$  Capacidad de carga dinámica, kN  
 $P$  Carga dinámica equivalente del rodamiento, kN  
 $p$  Exponente de la ecuación de la vida, (3 para rodamientos de bolas)

Si la velocidad es constante, se puede obtener la vida nominal expresada en horas de funcionamiento utilizando la fórmula:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (86)$$

Donde:

- $L_{10h}$  Vida nominal, horas de funcionamiento  
 $n$  Velocidad de giro, rpm

Considerando:

$$d = 20 \text{ mm} \quad \text{Diámetro eje cilindro batidor}$$

Se tiene:

- SYK20 TF Unidad de rodamiento  
 SYK 504 Soporte  
 YAR 204 TF, [30]

Si:

$$C = 12.7 \text{ kN}, [30]$$

Considerando

$$F_a = 0 \text{ kN}, \text{ fuerza axial mucho menor que } F_r$$

Así

$$F_r = P = 13.88 \text{ N}, \text{ fuerza radial, ver grafico 4.2}$$

Así de (86)

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * 1200} \left( \frac{12.7}{0.01388} \right)^3$$

$$L_{10h} = 1.064 \cdot 10^{10} \text{ Horas de funcionamiento}$$

Se tiene que:

$$L_{10h} \gg \text{vida útil máquina}$$

En la tabla N° 4.4 se presenta el resumen de unidades de rodamientos seleccionados para las demás conexiones utilizando el método antes descrito.

Transmisión	Diametro Eje mm	Velocidad rpm	Cap. Carga Dinámica Rod. C (kN)	Carga Dinámica Equivalente Rod. P (kN)	Velocidad límite en eje rpm	Unidad Rodamiento	Soporte	Rodamiento	Cantidad
Cilindro batidor	20	1200	12.7	13.88 E-3	8500	SYK 20TF	SYK 504	YAR 204-2F	2
Cilindro desgranador	20	1200	12.7	332.25 E-3	8500	SYK 20TF	SYK 504	YAR 204-2F	2
Tornillo transportador	20	100	12.7	20.59 E-3	8500	SYK 20TF	SYK 504	YAR 204-2F	1
	20	98.5	12.7	6.32 E-6	8500				1
	15	630	9.56	20.6 E-3	9500	FYTB 15TF	FYTB 503 M	YAR 203/15-2F	2
Eje excéntrico	15	200	9.56		9500	FYTB 15TF	FYTB 503 M	YAR 203/15-2F	2
	17	665	9.56		9500	FYTB 15TF	FYTB 503 M	YAR 203/15-2F	2

Tabla N° 4.5. Resumen unidades de rodamiento.

#### 4.17. Cálculo eje cilindro desgranador

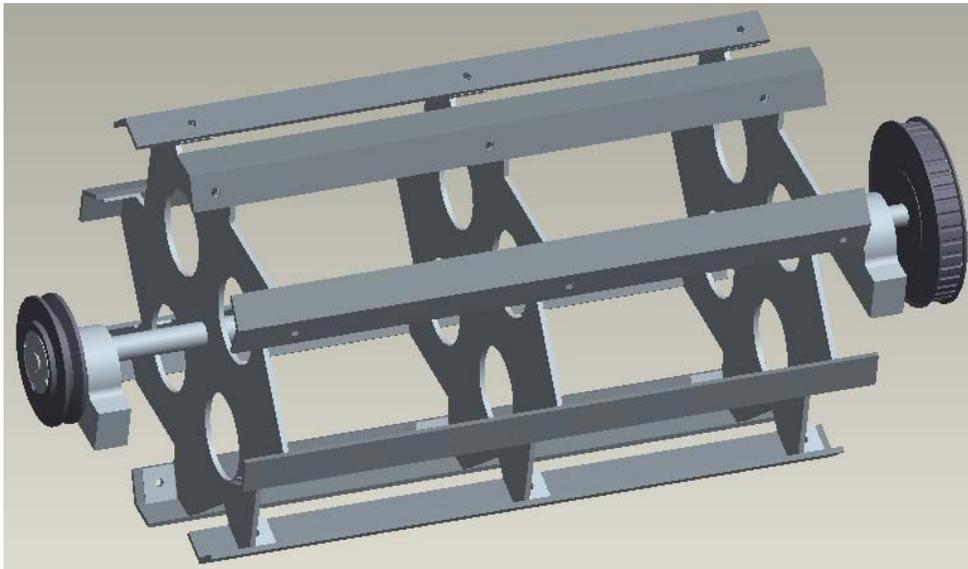


Figura 4.26. Cilindro desgranador.

Si:

Fuerza tangencial eje del cilindro  $F_{U4} : 318.28 \text{ N}$ ,

Fuerza normal al eje del cilindro  $F_{N4} : 95.343 \text{ N}$ , determinado en apartado 4.7

Se tiene:  $\omega_8 : 125.66 \text{ rad/s}$

La medición de interés es la generada en la conexión entre el eje y el soporte (unidad de rodamiento), ver figura 4.27, obteniendo la reacción de la velocidad del eje.

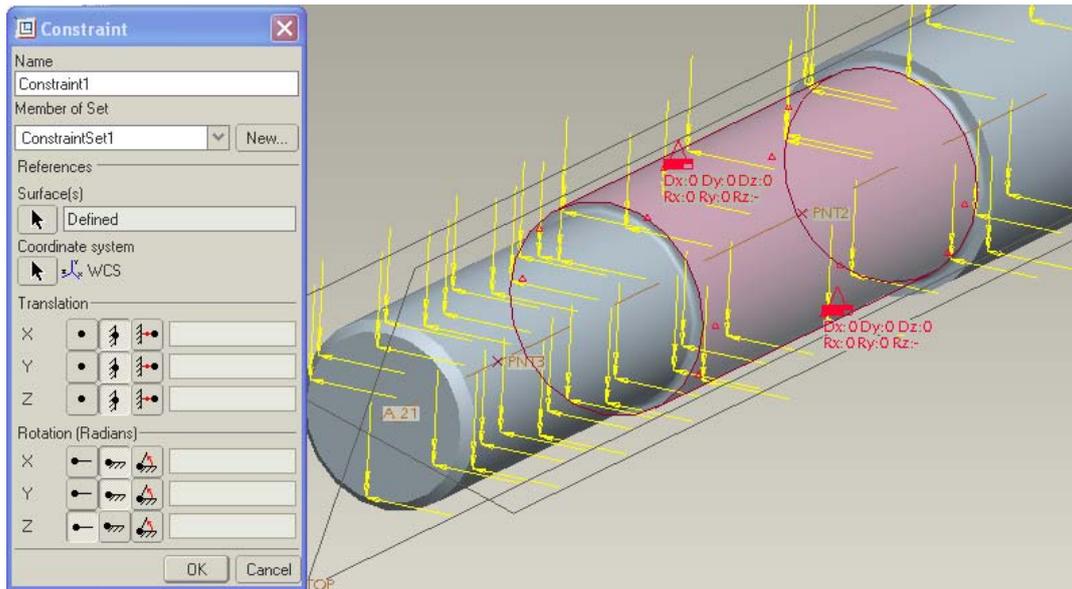


Figura 4.27. Restricciones, eje cilindro desgranador.

La velocidad crítica es de  $2.0275E-27$  mm/seg y esto ocurre a 0.2 seg. ver gráfico 4.3.

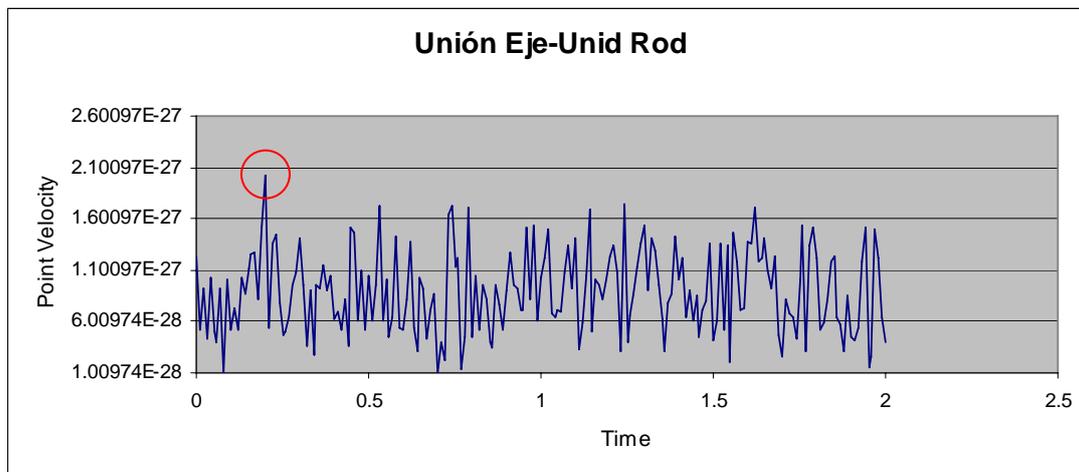


Gráfico 4.3. Velocidad / tiempo del análisis de movimiento, eje cilindro desgranador.

Mediante el método utilizado en apartado 4.16 se generan las fuerzas y restricciones para el eje del cilindro desgranador, ver figura 4.28.

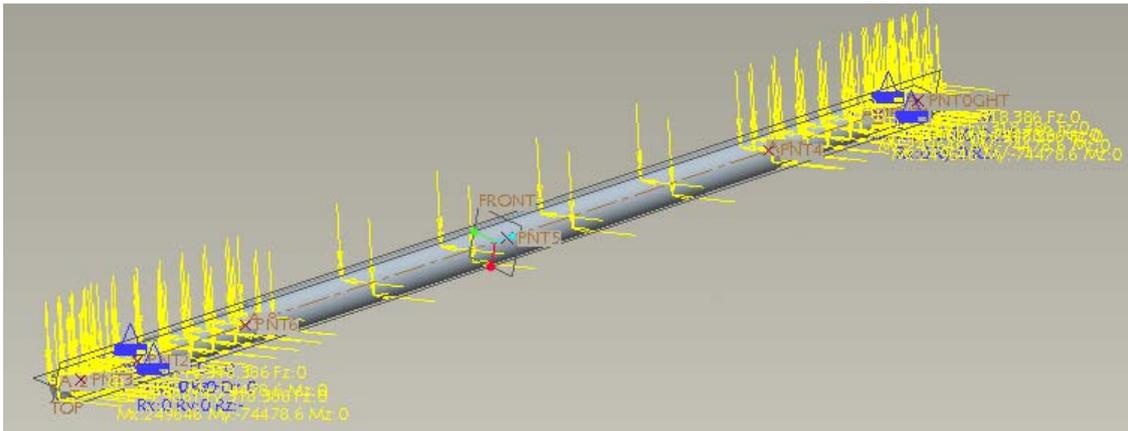


Figura 4.28. Fuerzas y restricciones en el eje cilindro desgranador.

### Resultados del análisis

El análisis indica que la parte sometida a mayores esfuerzos; esta donde el rodamiento esta en contacto con el eje; el resalte; (figura 4.29). Se puede apreciar que en la zona de concentración de esfuerzos, un esfuerzo máximo o de trabajo  $\sigma_{max} = 113.4 \text{ N/mm}^2$ , (ver figura 4.29).

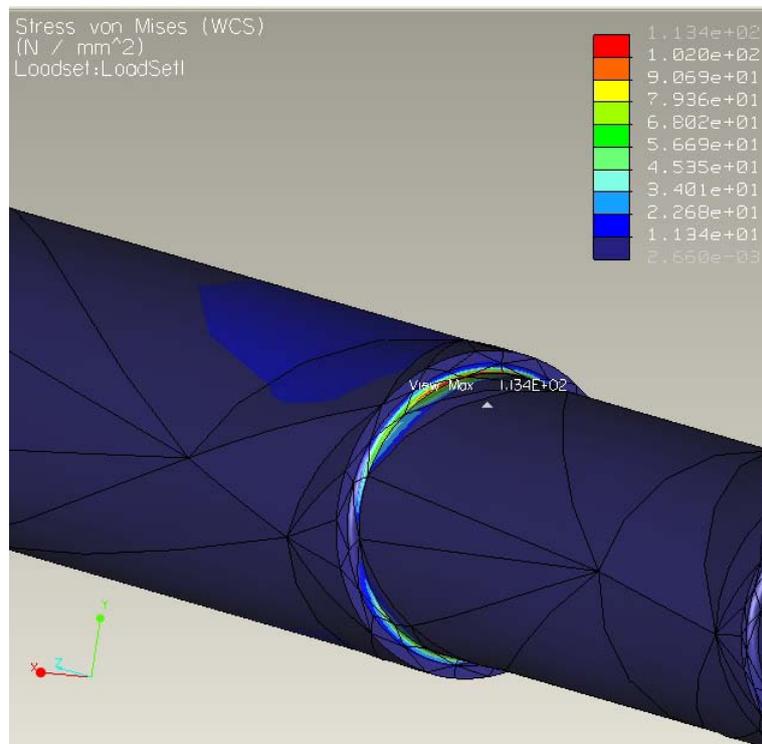


Figura 4.29. Esfuerzo máximo eje cilindro desgranador.

Desplazamiento máximo  $\Delta_{max} : 0.0817 \text{ mm}$ , ver figura 4.30.

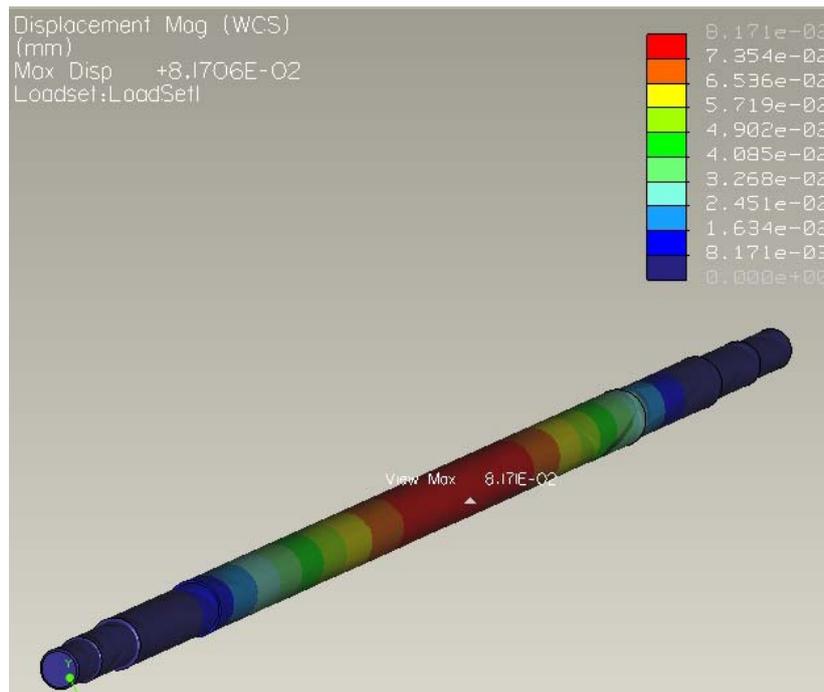


Figura 4.30. Desplazamiento máximo eje cilindro desgranador.

Considerando que el análisis genera un índice de falla de 0.3779, ver figura 4.31. Se cumple,  $\sigma_{max} \leq \sigma^{\wedge}$

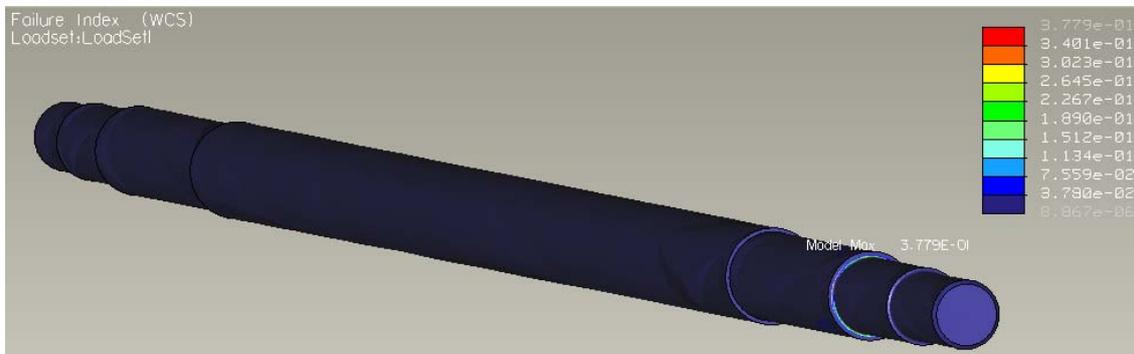


Figura 4.31. Índice de falla eje cilindro desgranador.

Por lo tanto el eje resiste los esfuerzos producidos por las cargas a las que está sometido y el diámetro seleccionado en función de la disponibilidad de soporte y rodamiento es adecuado.

#### 4.18. Cálculo árbol principal

Para el cálculo del árbol principal se procede de la misma manera que los ejes del cilindro batidor.

En Pro/Mechanica Motion se realiza el ensamble de las piezas y las conexiones como se ilustra en la figura 4.32 por cuadrados y flechas de color amarillo y azul respectivamente. Posteriormente se introducen las fuerzas que actúan en el árbol determinadas en los apartados 4.4 eje excéntrico, 4.7 cilindro desgranador, 4.9 ventilador, 4.11 tornillo transportador y 4.12 árbol principal.

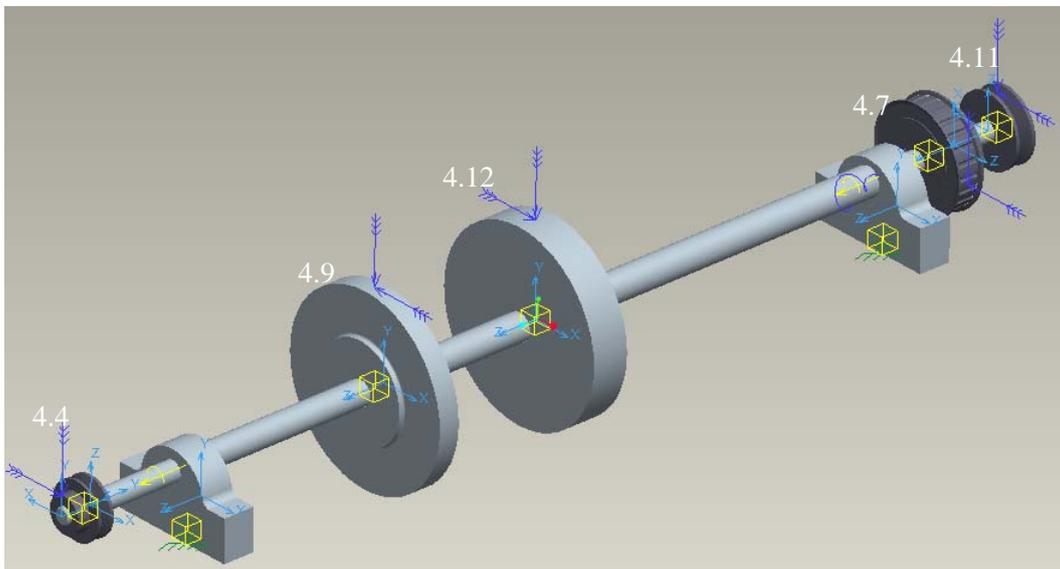


Figura 4.32. Ensamble árbol principal.

Las fuerzas que actúan sobre el árbol de detallan en la tabla 4.5, donde se indica la ecuación respectiva a la obtención de cada fuerza.

Transmisión	Fuerza	Valor (N)	Ecuación
Cilindro Desgranador	Fuerza Tangencial	318.28	49
	Fuerza Normal	204.16	50
Eje Excéntrico	Fuerza Tangencial	74.96	15
	Fuerza Normal	33.56	16
Ventilador	Fuerza Tangencial	6.22	69
	Fuerza Normal	1.08	70
Tornillo Sin Fin	Fuerza Tangencial	3.45	78
	Fuerza Normal	1.67	79
Motor Combustión	Fuerza Tangencial	196.18	83
	Fuerza Normal	16.27	84

Tabla N° 4.6. Fuerzas en árbol principal.

La velocidad crítica es de  $1.019\text{E-}26$  mm/seg y esto ocurre a 1.43 seg. ver gráfico 4.4.

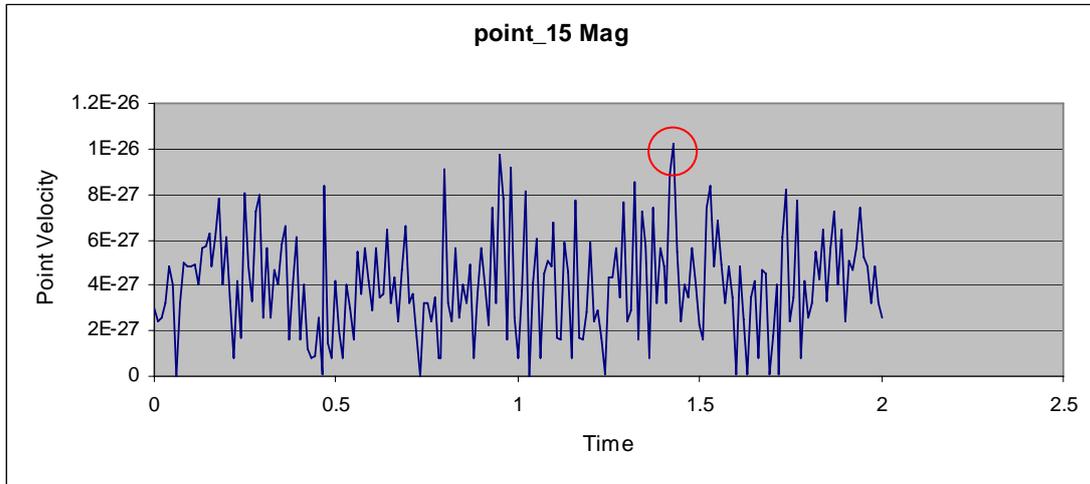


Gráfico 4.4. Velocidad / tiempo del análisis de movimiento, árbol principal.

### Análisis árbol principal

Considerando las restricciones en los apoyos del árbol (unidades de rodamientos), ver figura 4.31.

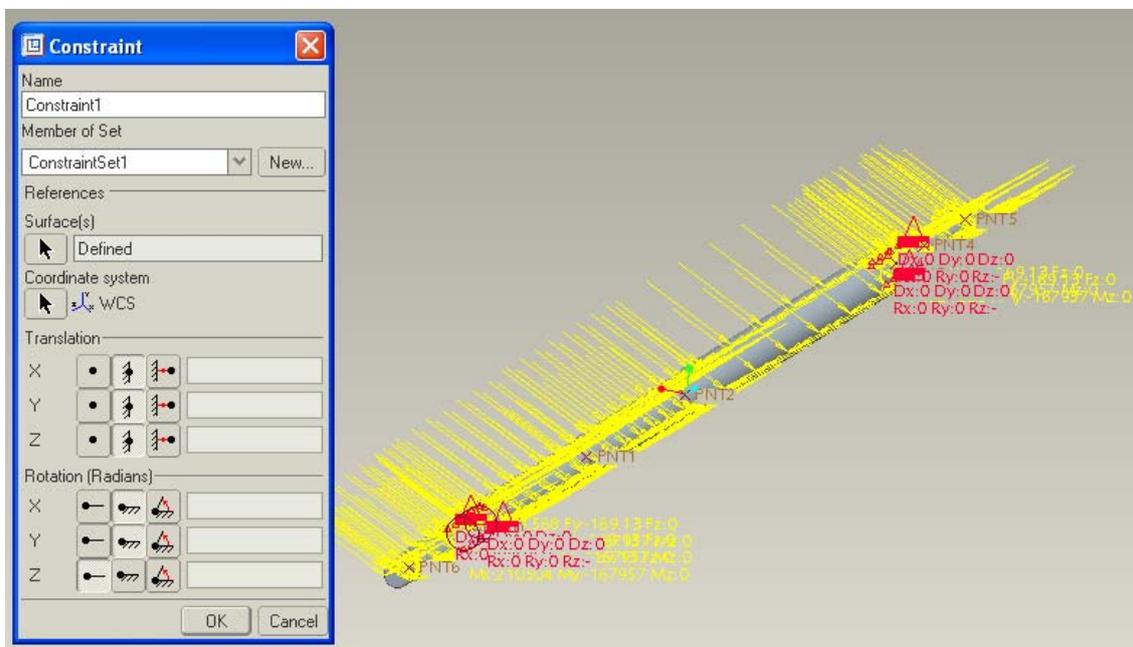


Figura 4.33. Restricciones árbol principal.

Se considera traslación fija en los tres ejes coordenados con rotación en eje z, considerando conexión con unidades de rodamientos.

## Definición del material

### Propiedades

Elemento	Material	Límite de Fluencia (Sy)
Árbol principal	Barra SAE 1045	300 N/mm <sup>2</sup> , [29]
Rodamientos	Fundición Gris EN-GJL HB195 según norma EN 1561:1997	250 N/mm <sup>2</sup> , [25]
Polea	Fundición G3000 (GG22), según estándar norteamericano SAEJ431AVG96.	207 MPa, [25]
Bushing o casquillo	Fundición Gris HT 250	260 MPa, [25]

Tabla 4.7. Propiedades de materiales ensamble.

Mediante el método utilizado en apartado 4.16, se generan las fuerzas y restricciones para el árbol principal, ver figura 4.34.

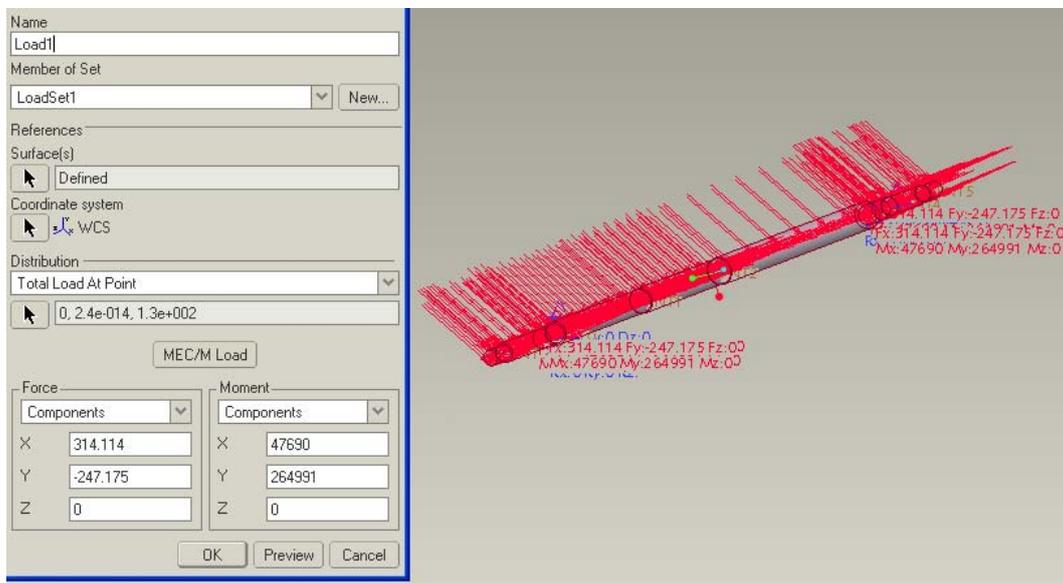


Figura 4.34. Fuerzas en el árbol.

El análisis indica que la parte sometida a mayores esfuerzos; esta donde el rodamiento esta en contacto con el eje; el resalte; (figura 4.34). Se puede apreciar que en la zona de concentración de esfuerzos, un esfuerzo máximo o de trabajo  $\sigma_{max} = 126.6 \text{ N/mm}^2$ , (ver figura 4.35).

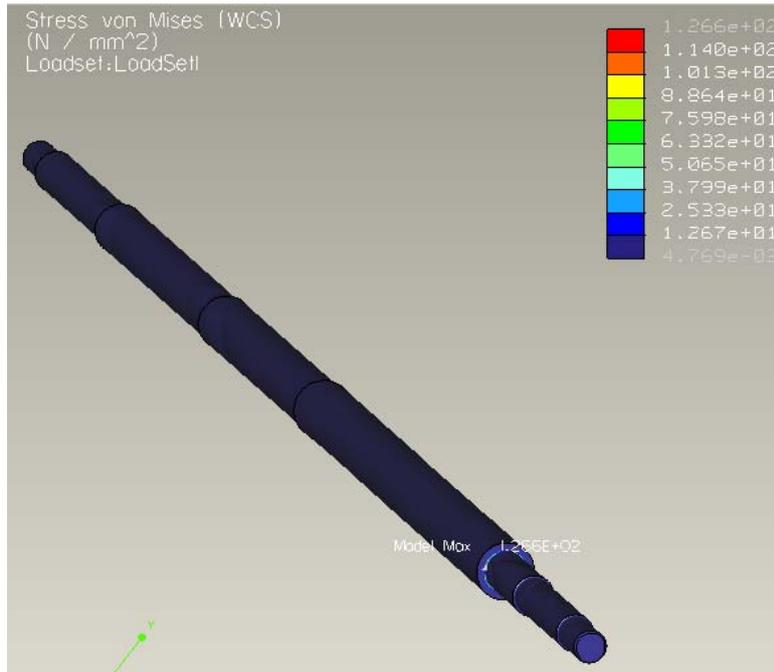


Figura 4.35. Esfuerzo máximo, árbol principal.

El análisis indica un desplazamiento máximo  $\Delta_{max} : 0.625 \text{ mm}$  , ver figura 4.36.

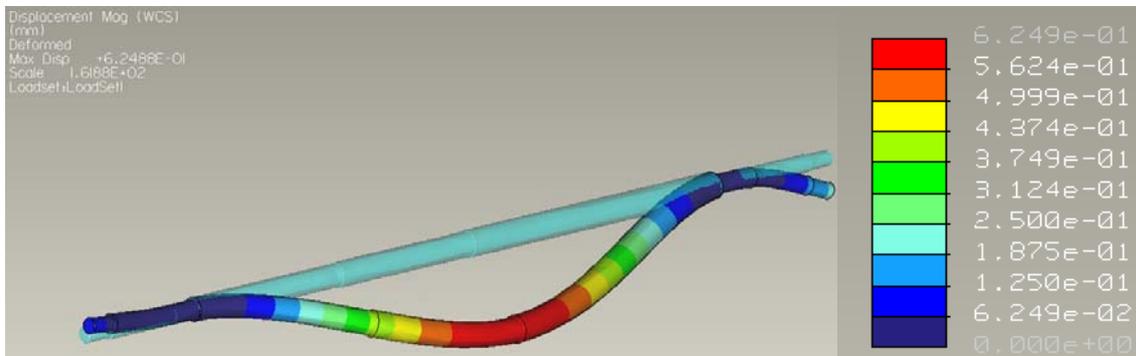


Figura 4.36. Desplazamiento máximo, árbol principal.

Como el análisis relaciona el esfuerzo admisible ( $S_{sadm}$ ) y el esfuerzo de trabajo ( $S_{trabajo}$ ); se puede apreciar que en la zona de concentración de esfuerzos, la relación da  $4.22 \times 10^{-1}$ , en el resalte (ver figura 4.37).

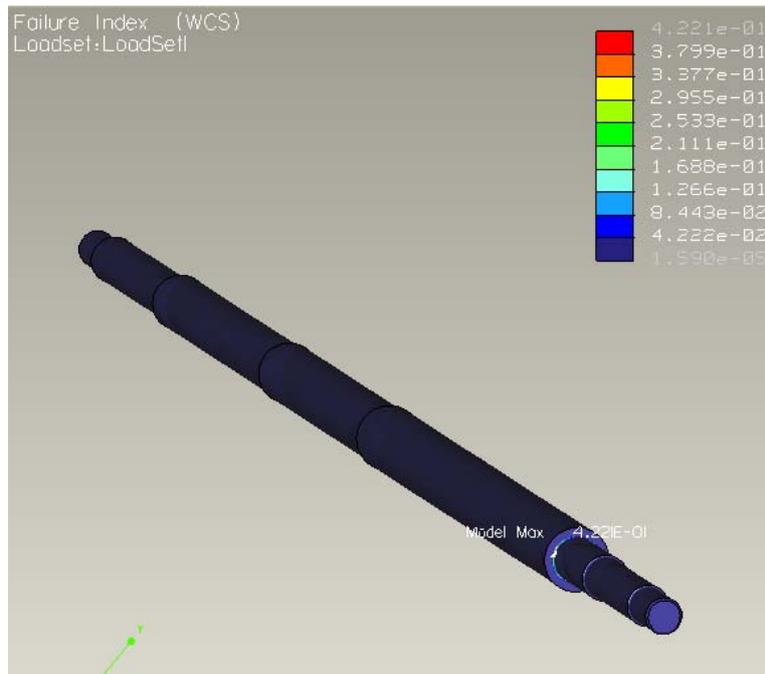


Figura 4.37. Índice de falla, árbol principal.

Por lo tanto, el árbol con el material seleccionado resiste los esfuerzos a los que está sometido.

#### 4.19. Selección de chavetas

Son órganos mecánicos destinados a la unión de piezas que deben girar solidarias con un árbol para transmitir un par motriz (volantes, poleas, ruedas dentadas, etc.), permitiendo, a su vez, un fácil montaje y desmontaje de las piezas. Las chavetas están normalizadas y sus dimensiones dependen del diámetro del árbol correspondiente.

El diseño y selección de estos elementos se realiza en base a los catálogos utilizados para la selección de poleas y bujes [26].

En la tabla 4.6 se presentan las chavetas y bujes correspondientes a las diferentes uniones diseñadas previamente.

Transmisión	Polea Dp	Artículo N°	Buje	Artículo N°	Diámetro Agujero Buje mm	Diámetro Eje mm	Chaveta	
							Ancho mm	Profundidad mm
Eje excéntrico	50	PHP 1SPZ50TB	1008	PHF TB1108X16mm	9 a 25	16	5	2.3
	150	PHP 1SPZ150TB	1610	PHF TB1610X14mm	14 a 42	14	5	2.3
Cilindro batidor	112	PHP 1SPZ112TB	1610	PHF TB1610X18mm	14 a 42	18	6	2.8
	112	PHP 1SPZ112TB	1610	PHF TB1610X18mm	14 a 42	18	6	2.8
Cilindro desgranador	24H100	PHP 24H100RSB				18		
	40H100	PHP 40H100RSB				18		
Tornillo transportador	63	PHP 1SPZ63TB	1108	PHF TB1108X16mm	9 a 28	16	5	2.3
	200	PHP 1SPZ200TB	2012	PHF TB2012X14mm	14 a 50	14	5	2.3
Ventilador	71	PHP 1SPZ71TB	1108	PHF TB1108X18mm	9 a 28	18	6	2.8
	180	PHP 1SPZ180TB	1610	PHF TB1610X24mm	14 a 42	24	8	3.3
Motor combustión	112	PHP 1SPZ112TB	1610	PHF TB1610X18mm	14 a 42	18	6	2.8
	180	PHP 1SPZ180TB	2012	PHF TB2012X26mm	14 a 50	26	8	3.3

Tabla 4.8. Selección chavetas según diámetro de eje y buje utilizado.

#### 4.20. Selección de tensores para correas

Los tensores automáticos pueden compensar cuidadosamente la pretensión inicial y la necesaria extensión, mediante la torsión angular y la flecha recomendada.

Para el diseño de la máquina se seleccionan tensores fundamentados en la unidad elástica ROSTA [29]. Los elastómeros amortiguan eficazmente las vibraciones y reducen el nivel de ruido de las transmisiones, principalmente originados por el efecto polígono.

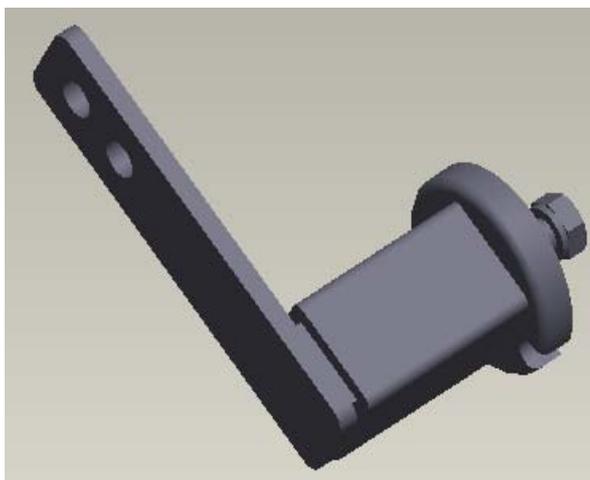


Figura 4.38. Tensor Rosta.

Los tensores designados como SE (desde SE 11al SE 50) [29], son los más utilizados para tensado de transmisiones por cadenas y correas. Los elastómeros de estos tensores contienen una base de goma natural con una

excelente memoria de la forma original. Diseñados para trabajar bajo temperaturas que oscilan entre  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . [29]

La selección de los sensores se basa en la fuerza de tensión externa o fuerza de tensión calculada en 4.4 eje excéntrico, 4.7 cilindro desgranador y 4.10 tornillo sin fin respectivamente.

En la tabla 4.9 se presentan los sensores seleccionados para las diferentes transmisiones diseñadas previamente.

Transmisión	Fuerza Máxima Posición Normal N	Ecuación	Fuerza Máxima Posición Normal N	Tipo	Art. Nº
Eje Excéntrico	0.016	13	350	SE STÁNDAR	06011003
Cilindro Desgranador	100.12	51	350	SE STÁNDAR	06011003
Tornillo Transportador	0.011	78	350	SE STÁNDAR	06011003

Tabla 4.9. Selección sensores según Fe.

## 5. Seguridad, soldadura y pintura.

### Seguridad

Se considera para cada transmisión, protección mediante una carcasa de plancha de acero A37-24ES de espesor 2mm y malla M 27 x 3.7x 2mm, ver figura Nº 5.1.

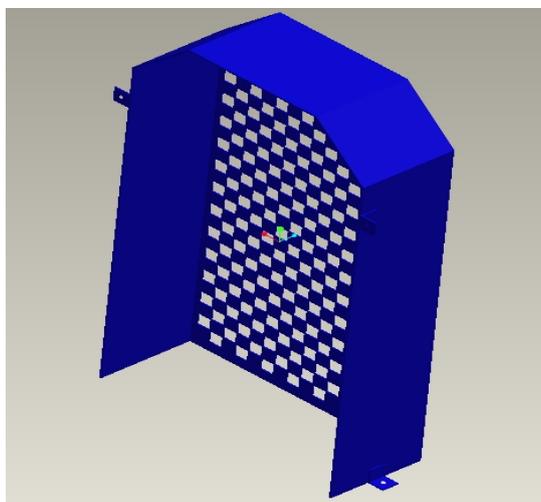


Figura 5.1. Carcasa protección transmisiones.

Para las demás transmisiones ver planos adjuntos.

### **Soldadura**

Los electrodos empleados para soldaduras al arco manual, serán de la serie E6011, según recomendación del fabricante.

### **Anticorrosivo y pintura**

De acuerdo con las instrucciones del fabricante, se aplicaran dos manos de anticorrosivo con un espesor total de película seca, no inferior a 2 mils (50 micrones) y, con un espesor parcial de 1 mils por mano. La aplicación de ambas manos de pintura debe realizarse con un día de diferencia.

## **6. Atenuación de vibraciones**

El estudio de las vibraciones mecánicas se refiere a los movimientos oscilatorios de los cuerpos y a las fuerzas asociadas con ellos.

La mayoría de las máquinas producen niveles de vibración que permanecen bajos y constantes, por lo que es conveniente chequear que estos niveles se mantengan, dado que una instalación defectuosa o una mantención inadecuada puede tener como resultado vibraciones excesivas.

Por lo tanto, un aumento gradual es un aviso para una mantención rutinaria, y a su vez un aumento repentino exige una acción inmediata.

Las causas que originan las vibraciones mecánicas, son muchas, pero básicamente las vibraciones se encuentran estrechamente relacionadas con: desbalanceo rotatorio, desalineamiento de acoplamientos o descansos, ejes flectados, soldaduras mecánicas, correas impulsoras.

### **6.1. Modelo idealizado de un sistema mecánico de un grado de libertad**

Para poder comprender el actuar de este modelo, hay que previamente definir un grado de libertad: un cuerpo independiente en el espacio tiene seis grados de libertad, tres en rotación y tres en traslación.

Como primera aproximación, se considerará que la máquina tiene solamente un tipo de movimiento (traslación rectilínea).

En este modelo, la masa está concentrada; la flexibilidad se representa como un resorte equivalente y, los roces y disipaciones de energía se consideran como equivalentes a la disipación del tipo viscosa (amortiguamiento o damping).

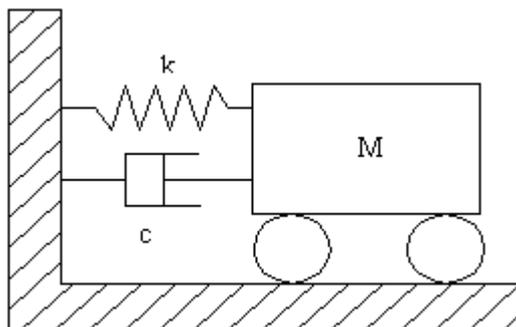


Fig. 6.1. Modelo idealizado de un grado de libertad.

Este modelo idealizado tiene un grado de libertad y es suficiente para estudiar la vibración en máquinas rotativas.

## 6.2. Fuerza de vibración

Si una máquina está sujeta a vibración vertical forzada inducida por una fuerza sinusoidal de frecuencia  $\omega$ .

La fuerza inducida es:

$$F = FM \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (87)$$

*Para una suspensión rígida:* La fuerza inducida se transmite directamente a la máquina donde se monta ésta.

*Para una suspensión elástica* con una frecuencia natural  $\omega_0$  o frecuencia propia

$Fp = \frac{\omega_0}{2\pi}$  y un factor de amortiguamiento  $\epsilon_0$ .

Cuando se aplica una fuerza inducida, una oscilación con frecuencia natural  $\omega_0$  es generada, que muere lejos rápidamente a fin de que, tras un breve período, sólo la frecuencia de vibración  $\omega$  sigue siendo la que transmite una fuerza sinusoidal en torno a la estructura.

La fuerza transmitida es:

$$F^{\wedge} = F^{\wedge}M \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (88)$$

Un coeficiente de transmisión  $\lambda$  es definido como la relación entre la amplitud de la fuerza transmitida  $F^{\wedge}M$  y la fuerza de amplitud inducida  $FM$ .

Para un sistema de montaje utilizando soportes elastoméricos, dicho coeficiente es:

$$\lambda = \frac{F'M}{FM} = \frac{1 + 4 \cdot \varepsilon_0^2}{\sqrt{\left[1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right]^2 + 4 \cdot \varepsilon_0^2}} \quad (89)$$

En resumen:

	Inducing force	Transmitted force	Transmission coefficient
Rigid system	$F = F_M \sin \omega t$	$F = F_M \sin \omega t$	$\lambda = 1$
Flexible system ( $\omega_0, \varepsilon_0$ )	$F = F_M \sin \omega t$	$F' = F'M \sin \omega t$	$\lambda = \frac{F'M}{FM} = \frac{1 + 4 \varepsilon_0^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4 \varepsilon_0^2}$

Fig. 6.2. Diferencia entre sistemas de montajes.

La variación de la transmisión, coeficiente  $\lambda$  como función de  $\omega/\omega_0$  para varios valores de  $\varepsilon_0$  son mostrados en la figura 1 del anexo 3.

### 6.3. Atenuación

Para montajes de goma, el término  $4 \cdot \varepsilon_0^2$  es mucho más pequeño que 1. La atenuación en % es  $1 - \lambda$ :

$$E\% = 100 \cdot \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - 2}{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - 1} \quad (90)$$

Para una determinada frecuencia inducida  $\omega$  la atenuación depende de la frecuencia natural de la suspensión.

Para una determinada dirección, la relación entre la frecuencia natural, la suspensión del subtangente y los inducidos por la frecuencia se presentan en la figura 1, anexo 3.

Para frecuencia inducida particular (800 rpm, **ventilador**) es posible encontrar la subtangente que proporcionará una atenuación aceptable.

## 6.4. Consideraciones

### a) Velocidad variable de la máquina

En la práctica, la velocidad puede no ser única y bien definida para el valor  $\omega$ . En estos casos, el aislamiento de vibraciones, estará determinado por la menor velocidad.

### b) Paso a través de la región de resonancia

Todas las máquinas deben iniciar y parar. A partir del reposo, para alcanzar la velocidad  $\omega$ , es necesario pasar a través de la región de resonancia.

Así es necesario garantizar que:

- Que el paso por la resonancia sea tan rápido como sea posible;
- Que la suspensión de amortiguamiento sea lo suficientemente buena para que la fuerza máxima de transmisión no presente ningún riesgo para la máquina, la suspensión o el número de soportes.

### c) Suspensiones elastoméricas

Para los elastómeros que actualmente se utilizan en sistemas de montaje flexible, el factor de amortiguamiento intrínseco  $\epsilon_0$  se encuentra entre 0,02 y 0,1 (que puede ser tan alto como 0,2 con los productos sintéticos, tales como goma de butilo) [29].

## 6.5. Selección del sistema de montaje flexible para ventilador

Al diseñar un sistema flexible de montaje, es imprescindible conocer, las características de la base de la máquina. Disponer de un dibujo, que muestra la posición del centro de gravedad y los puntos de montaje.

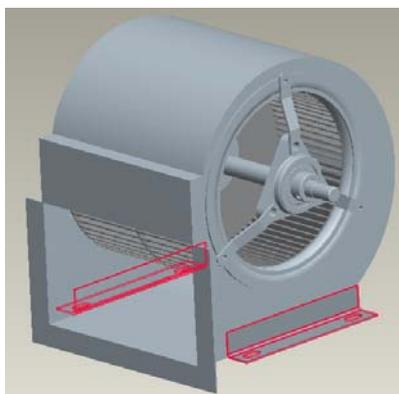


Fig. 6.3. Soportes, ventilador.

## Determinación del centro de gravedad

### Método gráfico para determinar el centro de gravedad de un ensamble

Conocidos los centros de gravedad y el peso de cada parte del ensamble, ver figura 6.4.

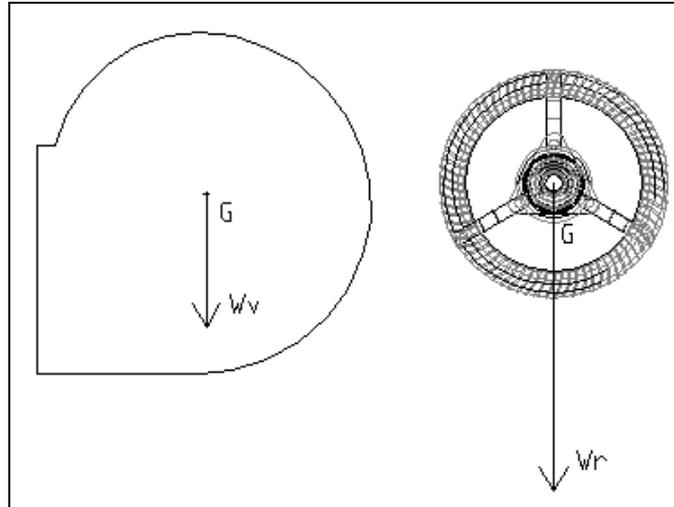


Fig. 6.4. Centro gravedad, voluta y rodete del ventilador.

Sea:

$G$	Centro de gravedad
$W_v = 1.5kg$	Peso voluta [32]
$W_r = 3.5kg$	Peso rodete [32]
$P = 5kg$	Peso total ventilador, [32].

El centro de gravedad se encuentra en la intersección de las líneas  $A-B$  y  $W_r - W_v$ , ver figura 6.5.

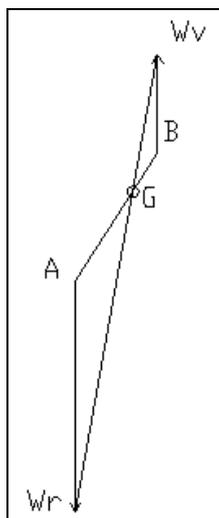


Fig. 6.5. Centro gravedad, ensamble.

### Determinación de la carga por cada soporte

En este caso, el número y la posición de los soportes se determinan de tal manera que la carga en cada soporte, sea la misma para todos los puntos.

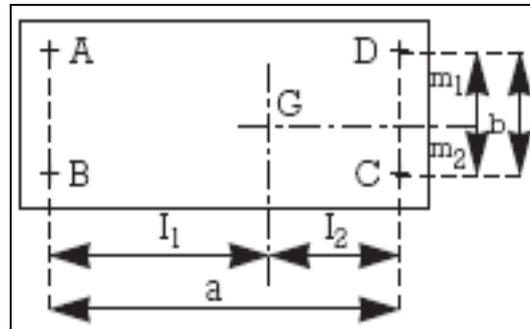


Fig. 6.6. Posición soportes.

Si:  $a = 200 \text{ mm}$        $l_1 = l_2 = 100 \text{ mm}$   
 $b = 290 \text{ mm}$        $m_1 = m_2 = 145 \text{ mm}$

Así:

$$P_A = \frac{m_2}{b} \cdot \frac{l_2}{a} \cdot P \quad (91)$$

$$P_A = P_B = P_C = P_D = 1.25 \text{ kg}$$

### Selección de los soportes

Considerando:

$$P = 5 \text{ kg}$$

$$n = 800 \text{ rpm}$$

$$P_A = P_B = P_C = P_D = 1.25 \text{ kg}$$

Para una velocidad de rotación de 800 rpm (13.3 Hz), la máxima frecuencia natural es 9 Hz. Así para una frecuencia de 13.3 Hz, una deflexión de 9 mm logrará una atenuación de 80 %, ver figura N° 1, anexo 3.

Por lo tanto se elige soportes anti vibrantes RADIAFLEX 511314, ver Figura N° 2, anexo 3.

Se procede de la misma manera para seleccionar los soportes anti vibrantes para motor a combustión interna de la máquina trilladora.

Considerando motor seleccionado en 4.12, con peso en seco de 15.3 kg, 2.8 L del depósito de combustible y 0.6 L depósito de aceite. El soporte anti vibrante seleccionado es S.T.C. 539887, ver figura N° 2, anexo N° 3.

## 7. Análisis Estructura

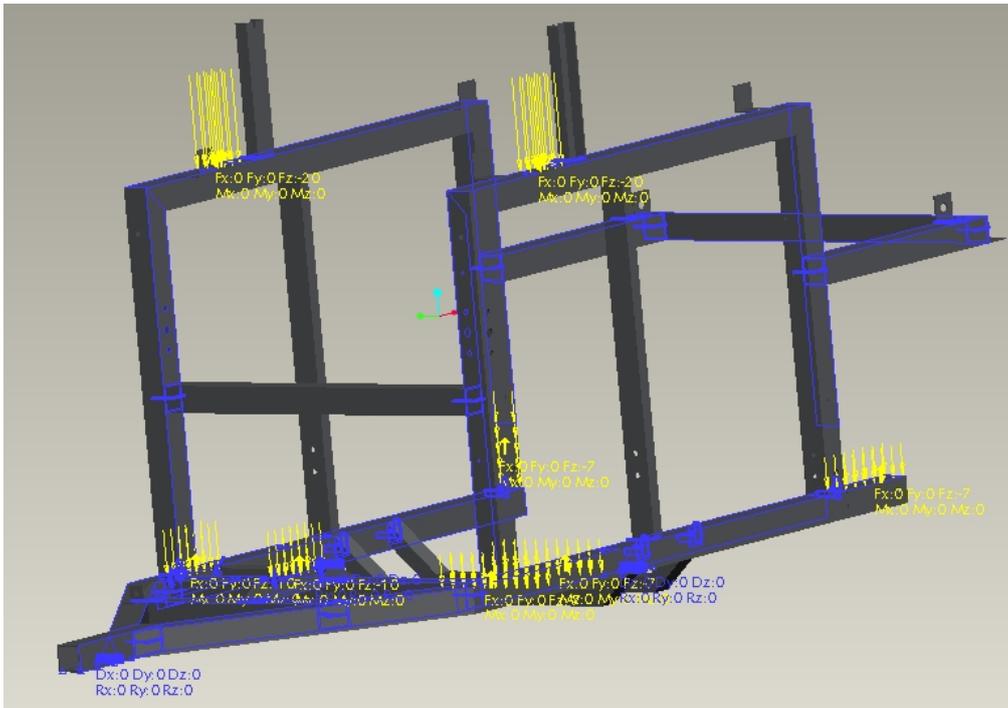


Fig. 7.1. Fuerzas en estructura de máquina trilladora.

Se consideran para el análisis de la estructura base de la máquina, los elementos principales y las cargas generadas en los análisis anteriores.

En el análisis, las restricciones están orientadas a indicar que la estructura está empotrada en la parte inferior de los perfiles que están conectados al tren de la máquina, considerando con ello, que no posee ningún tipo de movimiento, tanto de traslación como de rotación, como se muestra en la figura 7.1.

Elemento	Material	Límite de Fluencia ( $S_y$ )
Estructura	A37-24ES	240 N/mm <sup>2</sup>

Tabla 7.1. Propiedades materiales estructura.

El análisis indica un esfuerzo máximo de 1.88 N/mm<sup>2</sup>, ver figura 7.2, lo que indica que la estructura no está sometida a grandes esfuerzos debido al poco peso de la máquina (350 kg).

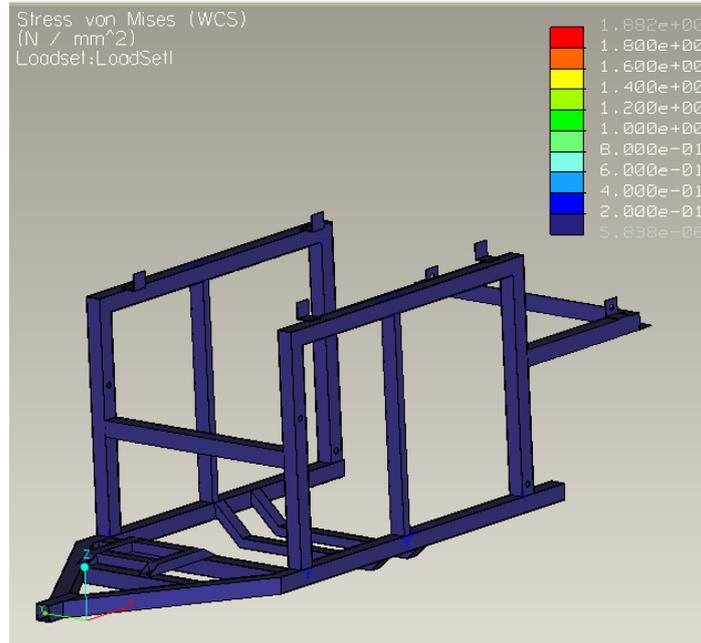


Fig. 7.2. Esfuerzos máximos, estructura.

Dando como resultado un índice de falla de 0.0078, ver figura 7.3; por tanto, la estructura resiste los esfuerzos sometida producto del peso propio y de las cargas generadas en la operación.

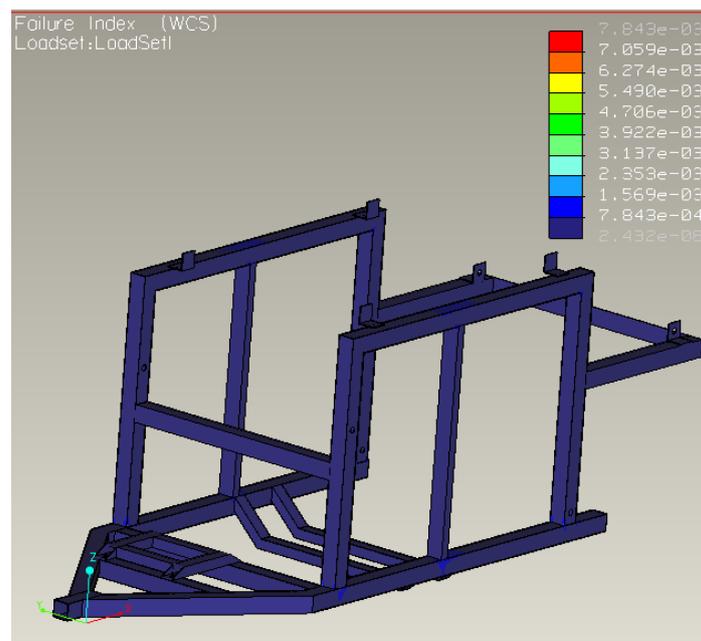


Fig. 7.3. Índice de falla, estructura.

Por lo tanto, se considera para la estructura perfiles cuadrados de 50 x 50 x 3 mm. La optimización corresponde al ancho mínimo necesario para soportar los demás elementos de la máquina como unidades de rodamientos, pernos y soportes para tensores.

## 8. Análisis Modal (Modal Analysis), Eje excéntrico

Considerando que el eje excéntrico es un elemento importante en la composición de la máquina trilladora, por la función que cumple, es más aún. Por lo tanto, se considera en este estudio para realizar un análisis más exhaustivo, desde el punto de vista del diseño mecánico y de la utilización de Pro/Engineer como herramienta de análisis.

Para llevar a cabo el análisis, se emplea el módulo Pro/Mechanica, el cual consta de dos sub-módulos que son Motion y Structure; el primero entregará los resultados de los tiempos críticos del eje excéntrico una vez realizado el análisis, y el segundo permite deducir soluciones en función de un análisis de vibraciones [18].

En el análisis modal, Pro/Mechanica calcula las frecuencias naturales y modos de vibrar, de una estructura o elemento una vez que la sollicitación inicial ha desaparecido.

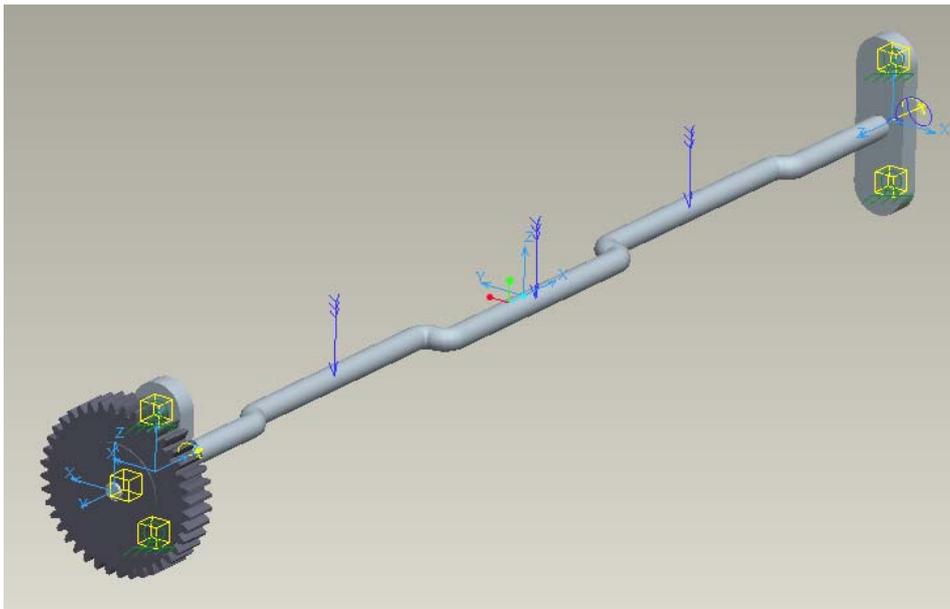


Figura 8.1. Ensamble eje excéntrico.

Se considera para la modelación, de (2)  $Q = 600\text{kg/hr}$ , el peso de las mallas con una superficie total  $S = 0.91\text{m}^2$  y perfiles de las cribas de acero A37-24ES, con una densidad  $\rho = 7800\text{kg/m}^3$ . Se considera la carga en el centro de cada vano, situación más desfavorable, desde el punto de vista de las deflexiones máximas que producen dichas cargas, ver figura 8.1.

Para realizar algún tipo de análisis relacionado con vibraciones mecánicas, Pro/Mechanica Structure solicita la creación de medidas. Para el caso particular del eje excéntrico, estas medidas quedan definidas en función del desplazamiento.

El análisis que se aplica al eje excéntrico en este módulo, está conformado por las mediciones básicas que aquí se pueden obtener. La definición del análisis que corresponde a una duración de 2 seg. y un incremento de medición de 0.01, el cual entrega 200 mediciones, ver figura 8.2.

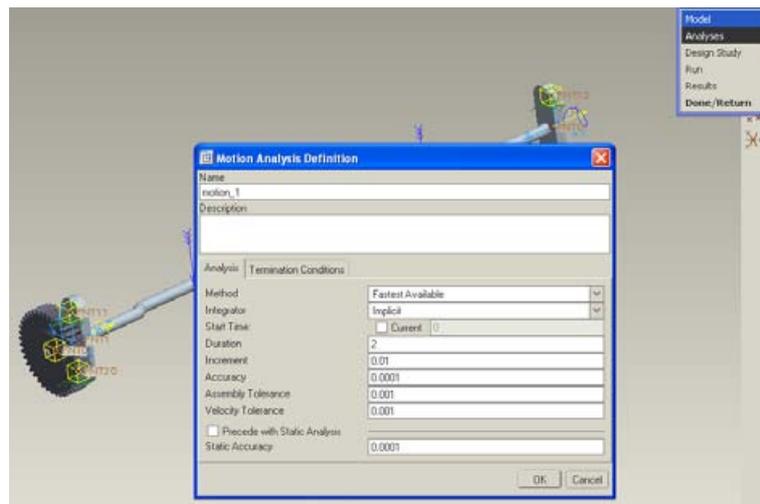


Figura 8.2. Definición del análisis en motion.

### Resultados del análisis en módulo motion

La medición de interés es la generada en la conexión Bearing más próxima al engranaje, entre el eje y el soporte, ver figura 8.2, obteniendo la reacción de la velocidad del eje en la coordenada Y (Gráfico 8.1).

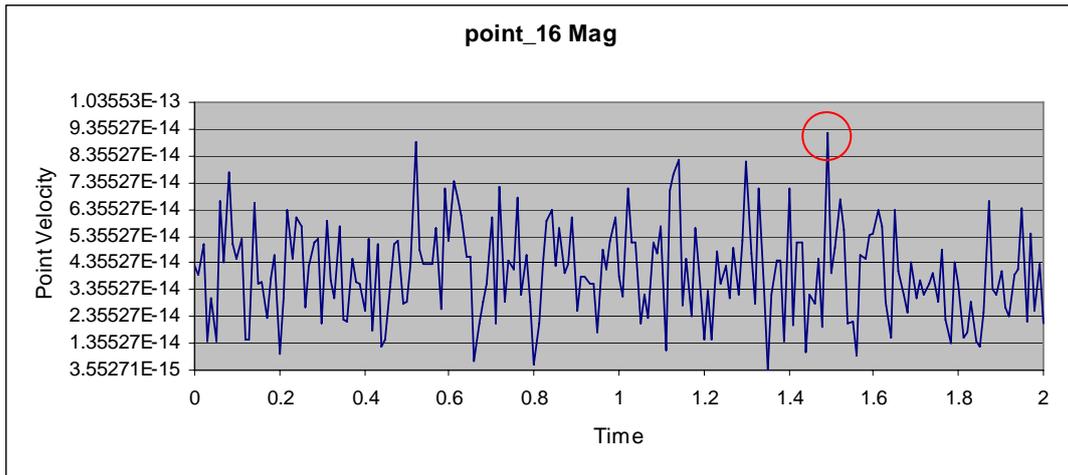


Gráfico 8.1. Velocidad / Tiempo, del análisis de movimiento.

Este gráfico, muestra la velocidad de cambio con respecto al tiempo que tiene la unión Bearing durante los dos segundos que dura el análisis del eje excéntrico, la velocidad más crítica es de  $9.237\text{E-}14$  mm/seg. y esto ocurre a 1.49 seg.

El objetivo de esta parte del estudio, es obtener resultados relacionados con vibraciones mecánicas, y para ello, Pro/Mechanica Structure exige seguir la secuencia de análisis anteriormente preestablecida, donde corresponde primero efectuar un análisis modal y luego un análisis dinámico.

### Resultados del análisis modal

Como se ha dado a conocer, el análisis modal entrega las frecuencias naturales de vibrar del eje excéntrico y sus respectivos desplazamientos por frecuencia. En la tabla 8.1, se tabulan las frecuencias naturales de vibrar de los tres primeros modos obtenidos en el estudio, ver figura 8.4.

Elemento	Modo (Hz)	Modo (Hz)	Modo (Hz)
Eje excéntrico	35.66	36.84	97.75

Tabla 8.1. Frecuencias naturales de vibrar.

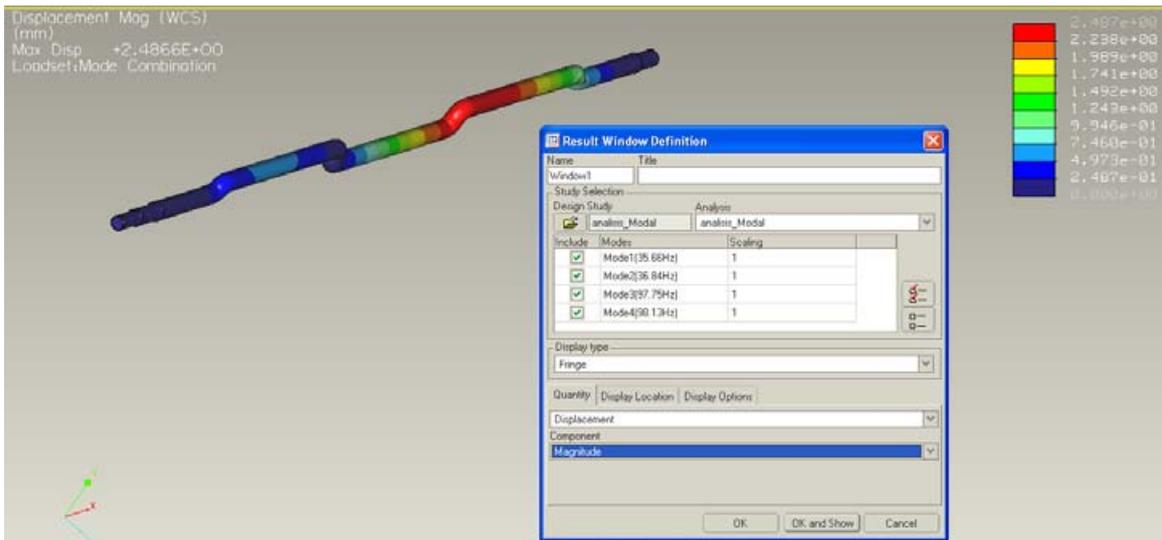


Figura 8.4. Frecuencias naturales de vibrar, eje excéntrico.

Los desplazamientos correspondientes a cada análisis con sus respectivos modos, se ilustran en la tabla 8.2. Considerando el eje X, en el sentido axial.

Eje Excéntrico	Desplazamiento (mm)			
	Mag.	Eje X	Eje Y	Eje Z
Modo 1	1.000	0.032	0.006	1.000
Modo 2	1.000	0.071	1.000	0.001
Modo 3	1.000	0.085	0.042	0.999

Tabla 8.2. Desplazamientos de los análisis modales.

En el estudio de diseño, se analiza en detalle el impacto en el eje excéntrico de los tres modos de vibrar, correspondientes a 35.66, 36.84 y 97.75 Hz.

En el primer modo de vibrar, que corresponde a la frecuencia 35.66 Hz., la máxima magnitud del desplazamiento se encuentra concentrada en el vano central del eje excéntrico (sacudidor central) en dirección del eje Z.

Esto afecta al eje excéntrico en la unión con la unidad de rodamiento y al rodamiento en sentido radial. Para visualizar lo mencionado anteriormente, ver figura 8.5.

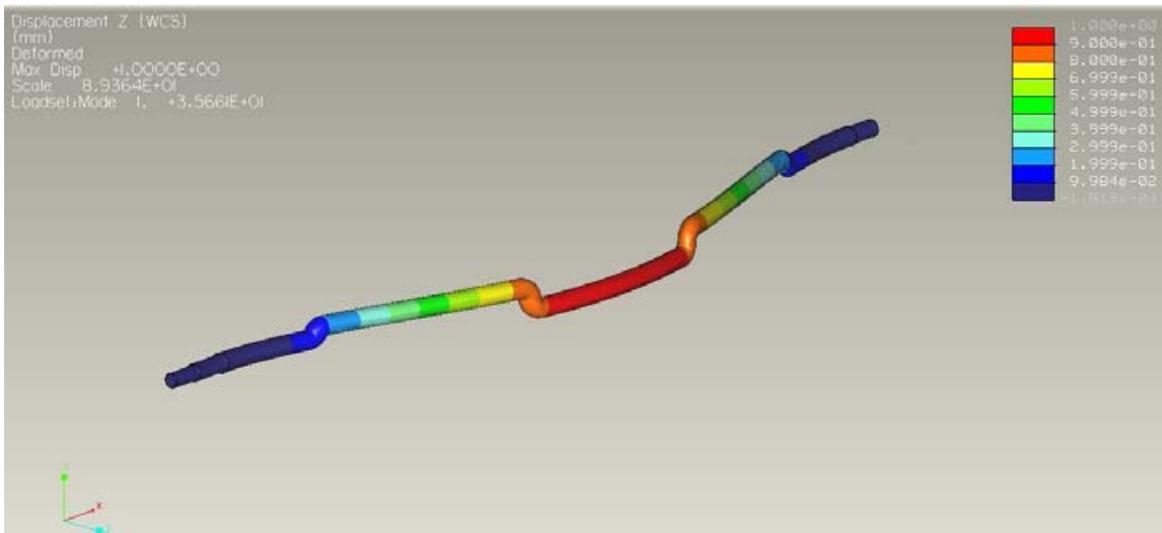


Figura 8.5. Desplazamiento máximo, dirección Z, modo 1.

Al descomponer esta magnitud de desplazamiento en los ejes X, Y y Z se tiene:

- Eje X: Los desplazamientos en esta dirección, afectan al vano izquierdo del eje excéntrico. Esto afecta al eje excéntrico en la unión con la unidad de rodamiento y al rodamiento en sentido axial.
- Eje Y: Los desplazamientos afectan, al vano central del eje excéntrico. El resto del ensamble no sufre alteraciones mayores, debido a capacidad de los rodamientos (bolas), de soportar cargas radiales, principalmente.
- Eje Z: Los desplazamientos en esta dirección, afectan principalmente al vano central del eje excéntrico. El desplazamiento en este eje caracteriza al primer modo de vibrar. Esto afecta al eje excéntrico en la unión con la unidad de rodamiento y al rodamiento en sentido radial.

En la segunda frecuencia natural (36.84 Hz.), la tendencia del desplazamiento afecta nuevamente a la parte central del eje excéntrico (sacudidor central), pero esta vez, en dirección del eje Y, ver figura 8.6.

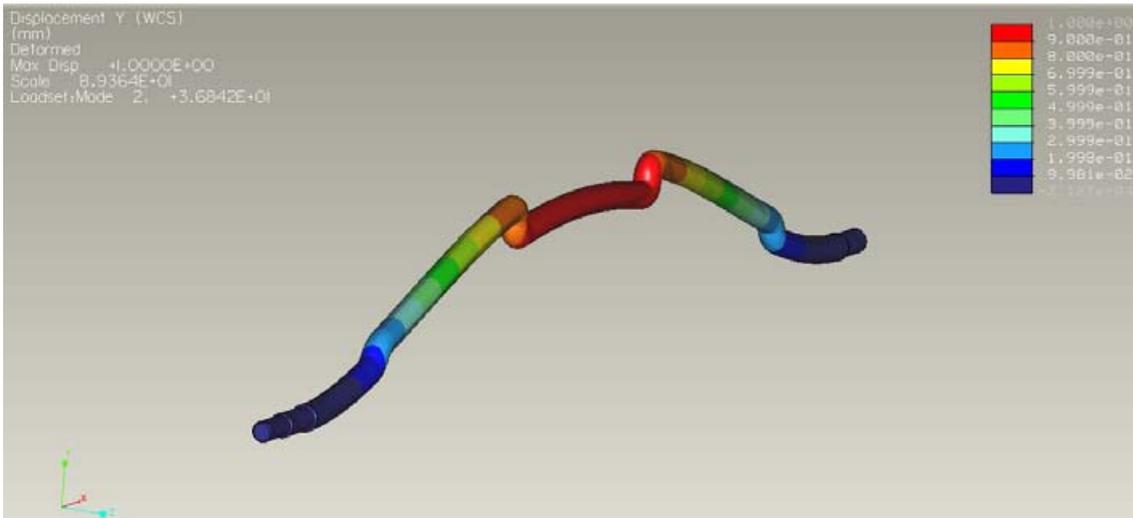


Figura 8.6. Desplazamiento máximo, dirección Y, modo 2.

En la tercera frecuencia natural (97.75 Hz.), la tendencia del desplazamiento afecta al vano izquierdo, desplazado levemente al vano central del eje excéntrico (sacudidor central), en dirección del eje Z, ver figura 8.7.

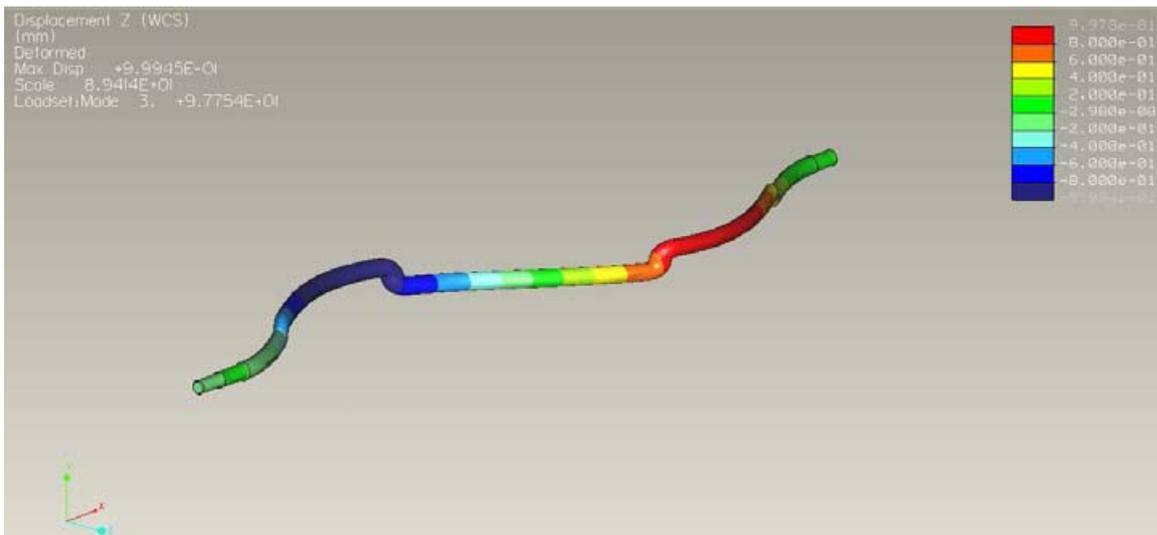


Figura 8.7. Desplazamiento máximo, dirección Z, modo 3.

La deflexión máxima que puede permitirse en un eje se determina por lo común, mediante los requisitos de velocidad crítica de engranajes o cojinetes. Los requisitos de velocidad crítica varían en gran parte por la aplicación específica.

Por lo tanto, considerando los soportes de pie con rodamientos Y permiten la compensación de errores de alineación iniciales de hasta 5° [31], y que la deflexión máxima del eje es pequeña; 1 mm, no afecta al funcionamiento del eje excéntrico.

Para las máquinas de diversos tipos, los valores admisibles límites de los desplazamientos en los árboles (ejes) se establecen de acuerdo con el factor que sea limitador para el conjunto de la construcción dada. Para construcción de maquinaria se acepta una flecha máxima de  $y_{m\acute{a}x} = 0.002 \cdot L$ , [12]. Considerando  $L_{exc} = 894mm$ , (Longitud eje excéntrico). Por lo tanto, se cumple que  $y_{m\acute{a}x} = 1.788mm > 1mm$ , ver tabla 8.2.

Las vibraciones generadas por el eje excéntrico no afectan significativamente a la estructura de la máquina trilladora, debido a que éstas son absorbidas principalmente por las unidades de rodamiento, considerando además que el eje funciona a una baja velocidad (200 rpm).

### Resultados del análisis dinámico

Estos resultados, están enfocados a encontrar los mayores esfuerzos producidos en el eje excéntrico bajo la condición operacional. Las características de operación consideran velocidad de rotación constante de 200 rpm, equivalente a 20.94 rad/seg.

En la figura 8.8, muestra los esfuerzos resultantes que corresponden a cada modo.

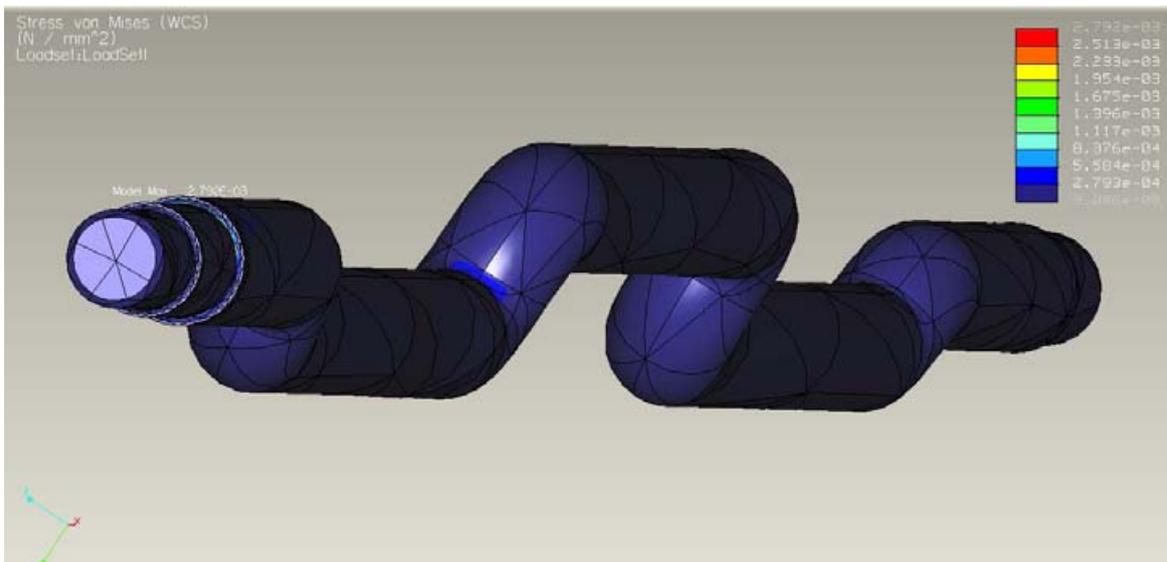


Figura 8.8. Esfuerzo máximo, modo combinado.

Este esfuerzo generado, se encuentra fuera del rango de trabajo, debido a la gran diferencia de sus frecuencias, con lo que se concluye, que no se está

próximo al fenómeno de resonancia cuando el eje excéntrico está bajo la condición operacional normal y funciona a la máxima velocidad, es decir, 200 rpm. equivalente a 20.94 Hz. No obstante, los esfuerzos generados dentro del límite de frecuencia de trabajo ( $2.792 \times 10^{-3} \text{ N/mm}^2$ ), ver figura 8.8, son inferiores al esfuerzo máximo del acero SAE 1045 ( $300 \text{ N/mm}^2$ ). El análisis muestra una relación de esfuerzos o índice de falla de  $9.306 \times 10^{-6} \text{ N/mm}^2$ , ver figura 8.9. Concluyendo que “*el eje excéntrico puede operar, a su máxima capacidad*”.

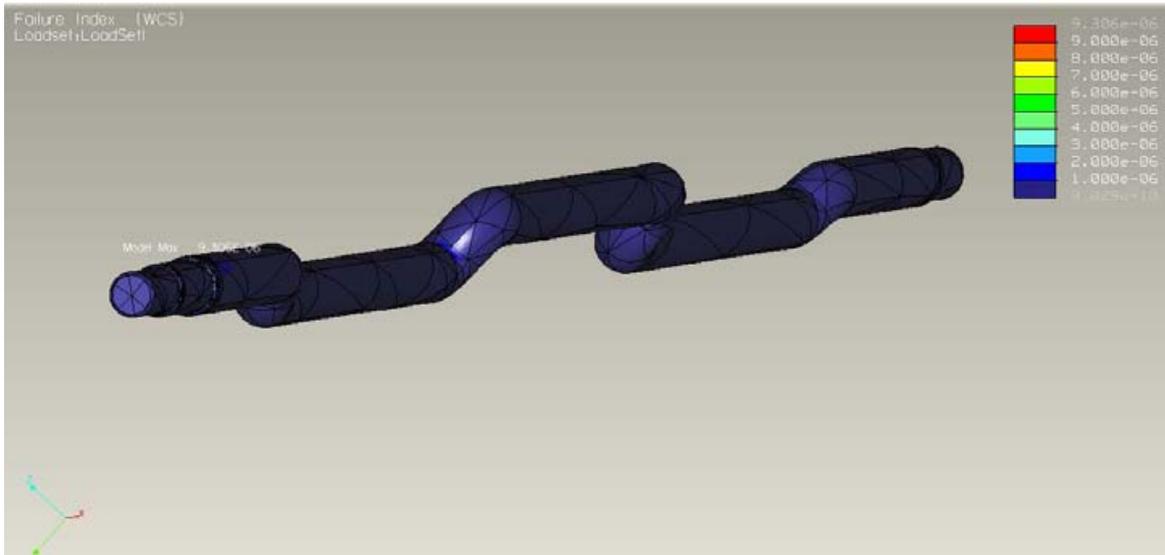


Figura 8.9. Índice de falla, modo combinado.

## 9. Análisis de costos

Este análisis consta de los costos de materiales, piezas por selección, mano de obra de construcción, y posteriormente se hará una comparación con las alternativas disponibles en el mercado internacional.

### 9.1. Costo de materiales

Los materiales y elementos seleccionados fueron cotizados en Sodimac, SKF, Barracas de fierro Janssen, Sack, Rosta, Agrícola Gildemeister, Heguval, Rivet, Soler & Palau, Metalcar, K pfer, al 30 noviembre de 2008.

### 9.2. Costos mano de obra

El costo de la mano de obra de construcción de la estructura e instalación de implementos tiene un valor de \$1.220.500, cotizado en Maestranza Terrac n ubicada en LLancahue Km. 7, Valdivia, ver anexo 4.

### 9.3. Costos de importación

Dependiendo del valor de la mercancía el proceso de importación tiene dos sistemas:

1. Si el valor de la mercancía no supera los US \$1.000 valor FOB: el trámite lo puede hacer personalmente el importador ante la aduana respectiva, en forma simplificada.

FOB = FRANCO A BORDO. Cuando el vendedor se responsabiliza de colocar la mercancía a bordo de una nave en el puerto indicado en el contrato de venta.

2. b) Si el valor de la mercancía supera los US \$1.000 valor FOB: el importador debe contratar un agente de aduanas.

Considerando que el valor de máquina trilladora importada, apartado 8.4, es superior a US \$ 1000, se debe considerar:

#### Importación (FOB)

1. CFR
  - Valor máquina
  - Flete extranjero
  - Flete marítimo
2. Seguro  $0.2 \cdot (CFR + 0.1 \cdot CFR)$
3. CIF  $(CFR + Seguro)$
4. IVA  $0.19 \cdot (CIF)$
- Total importación (FOB)  $(CIF + IVA)$

#### Internación

1. Aduana  $0.2 \cdot (CIF)$  ó US\$ 50 mínimo.
2. IVA Aduana
3. Puerto
4. IVA Puerto
5. Agente
6. Flete Nacional
7. IVA Flete Nacional
- Total Internación

Así el valor total de importación, corresponde a la suma de total importación (FOB), más total internación.

#### 9.4. Costo total

Por lo tanto, la construcción de una máquina "Trilladora Portátil" tiene un costo total de:

Costo materiales	= \$	841.000
Costo piezas por selección	= \$	822.506
<u>Costos mano de obra</u>	= \$	<u>1.220.500</u>
<b>TOTAL</b>	<b>= \$</b>	<b>2.884.006 IVA incl. (19 %)</b>

Ver detalle en Anexo N° 4, tabla 1.

#### 10. Comparación alternativas de importación

Existen otras alternativas disponibles en el mercado internacional. La primera opción consiste en una máquina marca Almaco, STATIONARY PLOT THRESHER, SLPT-MR/G, cuyo valor (al 01 de diciembre de 2008) corresponde a \$15.201.597 (cotizada en Seedburó Canadá), ver Anexo 4. Es accionada por un motor de 5 hp. Tiene un peso aproximado de 619.15 kilos y un ancho de 1.27 metros y una altura máxima de 1.63 metros, ver figura 10.1.



Fig. 10.1. Trilladora modelo SLPT-MR/G.

Otra alternativa es una máquina de fabricación internacional marca Almaco modelo LOW PROFILE THRESHER, SLPR-UMB/G, por un valor (al 01 de diciembre de 2008) de \$13.474.374.

Esta máquina tiene un ancho de trabajo de 1.27 metros y una altura de 1.45 metros. El diámetro del desgranador es de 356 centímetros, de 8 barras. Máquina diseñada para una potencia de 8 hp. Su peso aproximado es de 567 kilos, ver figura 10.2.



Fig. 10.2. Trilladora modelo SLPR-UMB/G.

La máquina trilladora diseñada tiene un ancho de trabajo de 1.5 metros, largo 2.42 metros y 1.37 metros de alto. Está diseñada para trabajar con una potencia de 5.5 hp a una velocidad de trabajo en el cilindro desgranador de 1200 rpm. Ver figura 9.3.

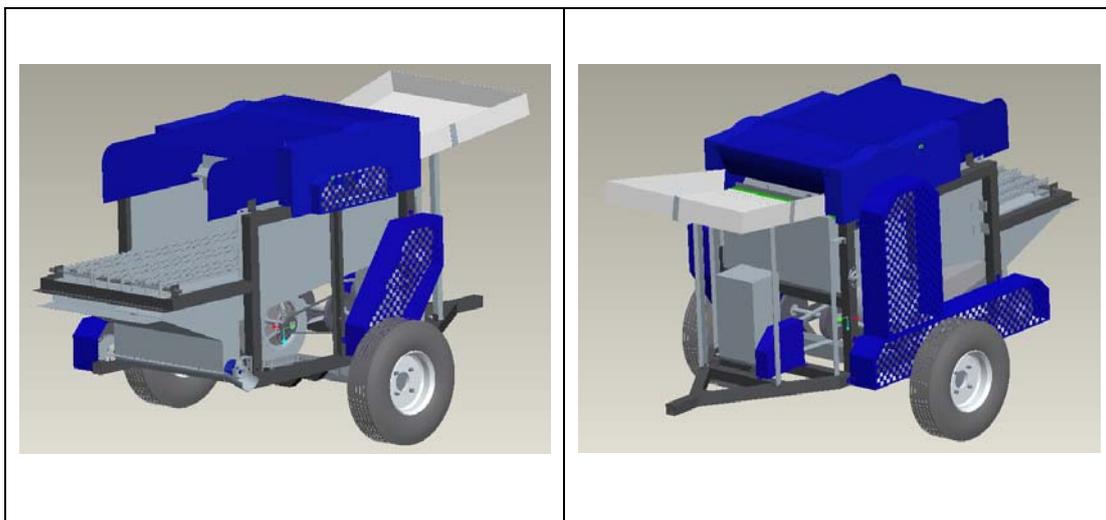


Fig. 10.3. Máquina trilladora portátil VSM.

## 11. Conclusiones

- Es posible diseñar, analizar y construir una máquina trilladora con la tecnología y materiales existentes a un costo, mucho menor que las alternativas existentes, en mercado internacional. Según análisis realizado, se comprueba que la alternativa importada es un 527 % más cara que la máquina diseñada en este proyecto.
- Teóricamente, con el diseño de una trilladora se da solución al problema planteado y se corrobora la hipótesis planteada.
- En la evaluación de las alternativas planteadas, los principales aspectos que definen la selección de la alternativa diseñada son el sistema de accionamiento (motor a combustión) que incide principalmente en la disponibilidad de la máquina; es decir, se puede acceder a cualquier lugar y depende únicamente de la existencia de combustible.
- Un segundo aspecto importante en la selección, es la utilización del conjunto ventilador, cribas y tornillo sin fin, respecto de la utilización de ventilador, cribas y ciclón separador. La principal diferencia radica en la mayor potencia necesaria en el ventilador al ser utilizado para transporte neumático, aumentando considerablemente el costo de este último.
- La etapa de diseño de la máquina está concluida, por lo que se puede asegurar que la máquina funciona de manera adecuada, ya que se logran los requerimientos de trilla, limpieza y descarga.
- Sin embargo, para tener resultados de tiempos de operación, es decir, cuántos kg podemos trillar en cuánto tiempo y comparar con los tiempos y cantidades que teóricamente se calcularon; se logra en la operación y es parte de un trabajo futuro.
- Con la ayuda de Pro/Engineer Wildfire, software que posee muchas aplicaciones de gran capacidad es posible diseñar este tipo de máquinas y analizarlas estructuralmente de modo de reducir los gastos en material y conocer su estructura sin necesidad de crear un prototipo a escala.

## 12. Bibliografía

- [1]. ANDERSON, B., KAY. KAREN, SALEGO, SCHWIGER N. 1999. ProMechanica. Using structure with Pro/Engineer. Usa. Ed. Jhon Lanyi.
- [2]. AVALLONE, E., Baumeister, T., Sadegh, A. 2006. Mark's Standar Handbook for Mechanical Engineers. New York. McGraw-Hill Professional.
- [3]. ALMACO. PRODUCTS. 2004. Threshers & Shellers. Iowa. (Disponible en: <http://www.almaco.com/catalog/threshers/>. Consultado el: 29 de septiembre de 2005)
- [4]. AMAR. AGRICULTURAL IMPLEMENT. Products. Ludhiana. (Disponible en: <http://www.amaragri.com/doubleblower1.htm>. Consultado el: 29 de septiembre de 2005)
- [5]. KEPNER, R., BAINER R., and E. BAGER. 1978. Principles of farm machinery. AVI Publishing Co., Westport, Connecticut. 2 Ed.
- [6]. ENRIGHT, C., LEVELLE, T., WIEBONSKI, C. 1999. Pro/Mechanica. Using Motion with Pro/Engineer. Ed. Jhon Lanyi.
- [7]. GHOSH, B. N. 1986. Maquinaria para el procesamiento de cosechas. San José, IICA.
- [8]. JOHN DEERE. PRODUCTS. Threshers. (Disponible en: <http://www.johndeere.com>. Consultado el: 29 de septiembre de 2005)
- [9]. KUANG-HUA, C. 2001. Pro/Mechanica Motion, Mechanism Design and Analysis. Ed. Schroff Development Corporation.
- [10]. MATAIX CLAUDIO.1982. Mecánica de los fluidos y máquinas hidráulicas. 2 Ed.
- [11]. NORTHLANDSUPERIOR. GRAIN & SEED PROCESSING TECHNOLOGY & EQUIPMENT. Product; threshers. Minesota. (Disponible en: <http://www.northlandsuperior.com/threshers.html>. Consultado el: 29 de septiembre de 2005)
- [12]. NORTON, R. L. 1999. Diseño de Máquinas. México, Prentice Hall.

- [13]. ODEPA. 2002, dic. Agricultura chilena; Rubros según tipo de productor y localización geográfica. Santiago. (Disponible en: <http://www.odepa.gob.cl>. Consultado el: 15 de septiembre de 2005)
- [14]. ODEPA. 2004, dic. Temporada agrícola. Santiago. (Disponible en: <http://www.odepa.gob.cl>. Consultado el: 22 de septiembre de 2005)
- [15]. ODEPA. 2005, jul. Temporada agrícola. Santiago. (Disponible en: <http://www.odepa.gob.cl>. Consultado el: 22 de septiembre de 2005)
- [16]. ORTIZ-CAÑAVATE. 1985. Las máquinas agrícolas y su aplicación. Madrid. Ediciones Mundi Prensa. 2 Ed.
- [17]. PERRY ROBERT H. 1984. Perry`s chemical engineer`s handbook. 6 Ed.
- [18]. PORRA, H. 2004. Modelado dinámico bajo la condición de desbalanceo. Tesis. Valdivia. Universidad Austral de Chile, Facultad de Ciencias de la Ingeniería.
- [19]. SEEDBURO. 2008, dic. Equipment Company. (Disponible en: <http://www.seedburo.com>. Consultado el: 01 de diciembre de 2008)
- [20]. SHIGLEY, J.E.; C.R. MISCHKE. 1990. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5 Ed. México, Mc. Graw Hill.
- [21]. SMITH D.W.; B.G. SIMS; D.H. O`NEIL. 1994. Principios y prácticas de prueba y evaluación de maquinas y equipos agrícolas. Silsoe, Instituto de investigaciones de Silsoe.
- [22]. TOOGOOD, R. 2001. Pro/Mechanica Tutorial Structure. Ed. Schroff Development Corporation.
- [23]. UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE. SISTEMA DE BIBLIOTECAS UACH. 2005. Normas para la redacción de referencias bibliográficas uach. Valdivia. (Disponible en: [http://www.biblioteca.uach.cl/meson\\_virtual/guias.htm](http://www.biblioteca.uach.cl/meson_virtual/guias.htm). Consultado el: 29 de octubre de 2005)
- [24]. CATÁLOGO BRIGGS & STRATTON.  
[http://www.briggsandstratton.com/engine\\_power/category.aspx?cid=1](http://www.briggsandstratton.com/engine_power/category.aspx?cid=1)
- [25]. CATÁLOGO GATES. Heavy duty V-belt drive design manual  
[http://www.gates.com/catalogs/file\\_display.cfm?file=Gates\\_HeavyDutyVbeltDriveDesignManual.pdf&thisPath=gates/catalogs](http://www.gates.com/catalogs/file_display.cfm?file=Gates_HeavyDutyVbeltDriveDesignManual.pdf&thisPath=gates/catalogs)

- [26]. CATÁLOGO GATES. Industrial power transmission systems. 2007  
[http://www.gates.com/catalogs/file\\_display.cfm?file=GatesPT\\_19993\\_IndPowerTrans\\_Oct2008.pdf&thisPath=gates/catalogs](http://www.gates.com/catalogs/file_display.cfm?file=GatesPT_19993_IndPowerTrans_Oct2008.pdf&thisPath=gates/catalogs)
- [27]. CATÁLOGO GATES. Light power and precision  
[http://www.gates.com/catalogs/file\\_display.cfm?file=PT\\_GatesLPPdesignManual\\_2005.pdf&thisPath=gates/catalogs](http://www.gates.com/catalogs/file_display.cfm?file=PT_GatesLPPdesignManual_2005.pdf&thisPath=gates/catalogs)
- [28]. CATÁLOGO GATES. Power grip GT2 belt drive. 2005  
[http://www.gates.com/catalogs/file\\_display.cfm?file=PowerGrip\\_17195forweb.pdf&thisPath=gates/catalogs](http://www.gates.com/catalogs/file_display.cfm?file=PowerGrip_17195forweb.pdf&thisPath=gates/catalogs)
- [29]. CATÁLOGO Gerdau Aza.  
[http://www.gerdauaza.cl/in\\_catalogo\\_form.asp](http://www.gerdauaza.cl/in_catalogo_form.asp)
- [30]. CATÁLOGO ROSTA.  
[http://cordilleraltda.cl/catalogos/Rosta/cat\\_Tensores.pdf](http://cordilleraltda.cl/catalogos/Rosta/cat_Tensores.pdf)
- [31]. CATÁLOGO SKF. CATÁLOGO  
[http://www.skf.com/portal/skf\\_cl/home](http://www.skf.com/portal/skf_cl/home)
- [32]. CATÁLOGO SOLER & PALAU  
[http://www.solerpalau.es/docs/catalogo\\_general/396\\_412\\_cbp\\_fid2761.pdf](http://www.solerpalau.es/docs/catalogo_general/396_412_cbp_fid2761.pdf)
- [33]. CATÁLOGO THYSENKRUPP  
<http://www.thyssenkrupp.cl/Documentos/fichasT/Aceros%20maquinaria%20barras/SAE%201045.pdf>

**Anexo 1**  
**Tabla vida útil**  
**SII**

## NUEVA TABLA DE VIDA UTIL DE LOS BIENES FISICOS DEL ACTIVO INMOVILIZADO

Nueva Tabla de Vida Util fijada por el Servicio de Impuestos Internos para bienes físicos del activo inmovilizado, según [Resolución N°43](#), de 26-12-2002, con vigencia a partir del **01-01-2003**

NOMINA DE BIENES SEGUN ACTIVIDADES	NUEVA VIDA UTIL NORMAL	DEPRECIACION ACCELERADA
<b>A.- <u>ACTIVOS GENERICOS</u></b>		
1) Construcciones con estructuras de acero, cubierta y entresijos de perfiles acero o losas hormigón armado.	80	26
2) Edificios, casas y otras construcciones, con muros de ladrillos o de hormigón, con cadenas, pilares y vigas hormigón armado, con o sin losas.	50	16
3) Edificios fábricas de material sólido albañilería de ladrillo, de concreto armado y estructura metálica.	40	13
4) Construcciones de adobe o madera en general.	30	10
5) Galpones de madera o estructura metálica.	20	6
6) Otras construcciones definitivas (ejemplos: caminos, puentes, túneles, vías férreas, etc.).	20	6
7) Construcciones provisionales.	10	3
8) Instalaciones en general (ejemplos: eléctricas, de oficina, etc.).	10	3
9) Camiones de uso general.	7	2
10) Camionetas y jeeps.	7	2
11) Automóviles	7	2
12) Microbuses, taxibuses, furgones y similares.	7	2
13) Motos en general.	7	2
14) Remolques, semirremolques y carros de arrastre.	7	2
15) Maquinarias y equipos en general.	15	5
16) Balanzas, hornos microondas, refrigeradores, conservadoras, vitrinas refrigeradas y cocinas.	9	3
17) Equipos de aire y cámaras de refrigeración.	10	3
18) Herramientas pesadas.	8	2
19) Herramientas livianas.	3	1
20) Letreros camineros y luminosos.	10	3
21) Útiles de oficina (ejemplos: máquina de escribir, fotocopiadora, etc.).	3	1

FUENTE: Servicio de impuestos internos, SII.

**Anexo 2**  
**Tablas cálculo tornillo sin fin**  
*Marks' Standard Handbook for*  
**Mechanical Engineers**

## Tabla 1. Capacidad y velocidad de tornillo sin fin

Table 10.5.3 Capacities and Speed of Spiral Conveyors

Group	Max percent of cross section occupied by the material	Max density of material, lb/ft <sup>3</sup> (kg/m <sup>3</sup> )	Max r/min for diameters	
			6 in (152 mm)	20 in (508 mm)
1	45	50 (800)	170	110
2	38	50 (800)	120	75
3	31	75 (1,200)	90	60
4	25	100 (1,600)	70	50
5	12½		30	25

Group 1 includes light materials such as **barley**, beans, brewers grains (dry), coal (pulv.), corn meal, cottonseed meal, flaxseed, flour, malt, **oats**, rice, **wheat**. The value of the factor **F** is 0.5.

Group 2 includes fines and granular materials. The values of *F* are alum (pulv.), 0.6; coal (slack or fines), 0.9; coffee beans, 0.4; sawdust, 0.7; soda ash (light), 0.7; soybeans, 0.5; fly ash, 0.4.

Group 3 includes materials with small lumps mixed with fines. Values of *F* are alum, 1.4; ashes (dry), 4.0; borax, 0.7; brewers grains (wet), 0.6; cottonseed, 0.9; salt, coarse or fine, 1.2; soda ash (heavy), 0.7.

Group 4 includes semiabrasive materials, fines, granular and small lumps. Values of *F* are acid phosphate (dry), 1.4; bauxite (dry), 1.8; cement (dry), 1.4; clay, 2.0; fuller's earth, 2.0; lead salts, 1.0; limestone screenings, 2.0; sugar (raw), 1.0; white lead, 1.0; sulfur (lumpy), 0.8; zinc oxide, 1.0.

Group 5 includes abrasive lumpy materials which must be kept from contact with hanger bearings. Values of *F* are wet ashes, 5.0; flue dirt, 4.0; quartz (pulv.), 2.5; silica sand, 2.0; sewage sludge (wet and sandy), 6.0.

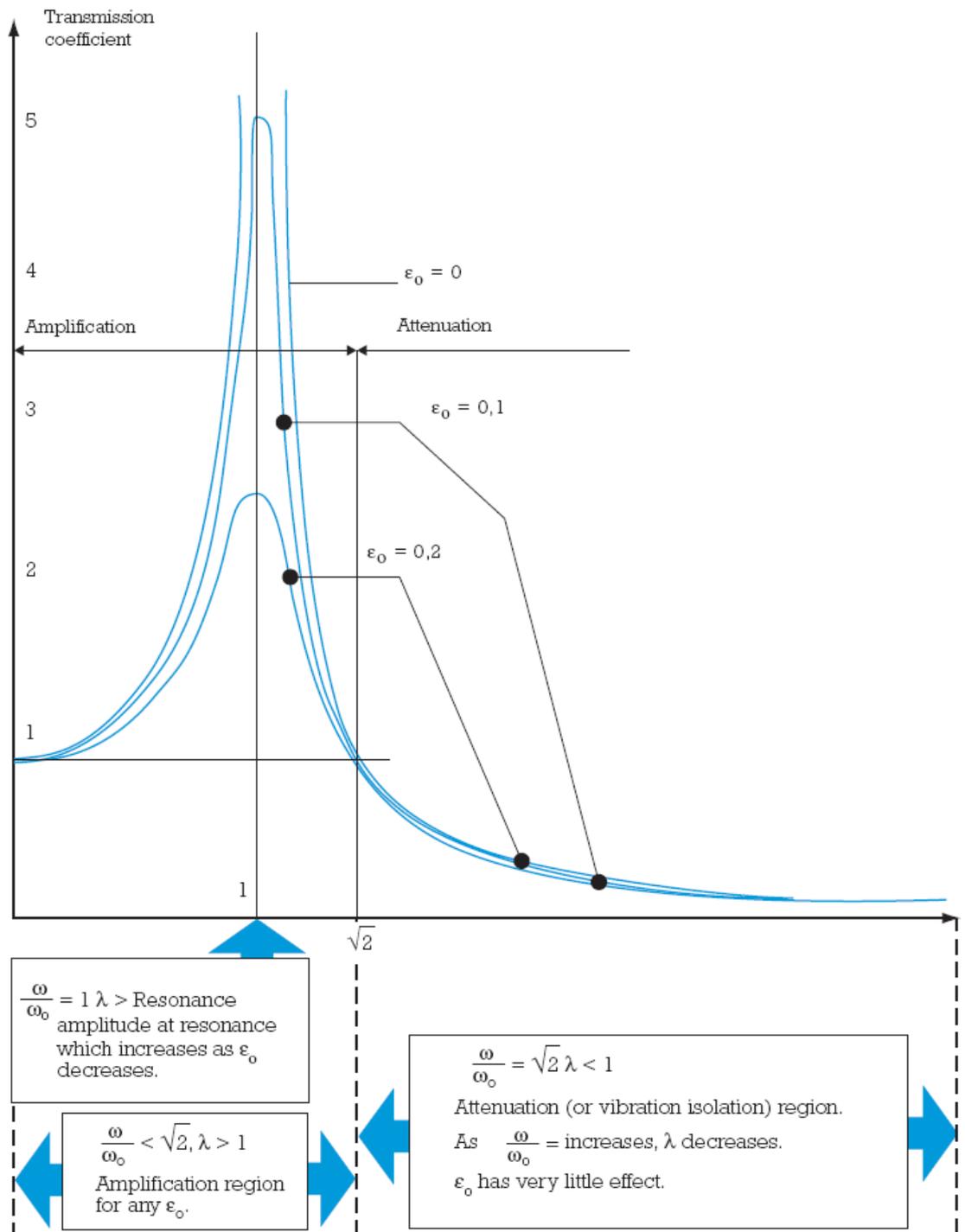
## Tabla 2. Diámetro tornillo por capacidad

Table 10.5.4 Screw-Conveyor Capacities (ft<sup>3</sup>/h)

Group	Conveyor size, in*							
	6	9	10	12	14	16	18	20
1	350	1,100	1,600	2,500	4,000	5,500	7,600	10,000
2	220	700	950	1,600	2,400	3,400	4,500	6,000
3	150	460	620	1,100	1,600	2,200	3,200	4,000
4	90	300	400	650	1,000	1,500	2,000	2,600
5	20	68	90	160	240	350	500	650

\*Multiply by 25.4 to obtain mm.

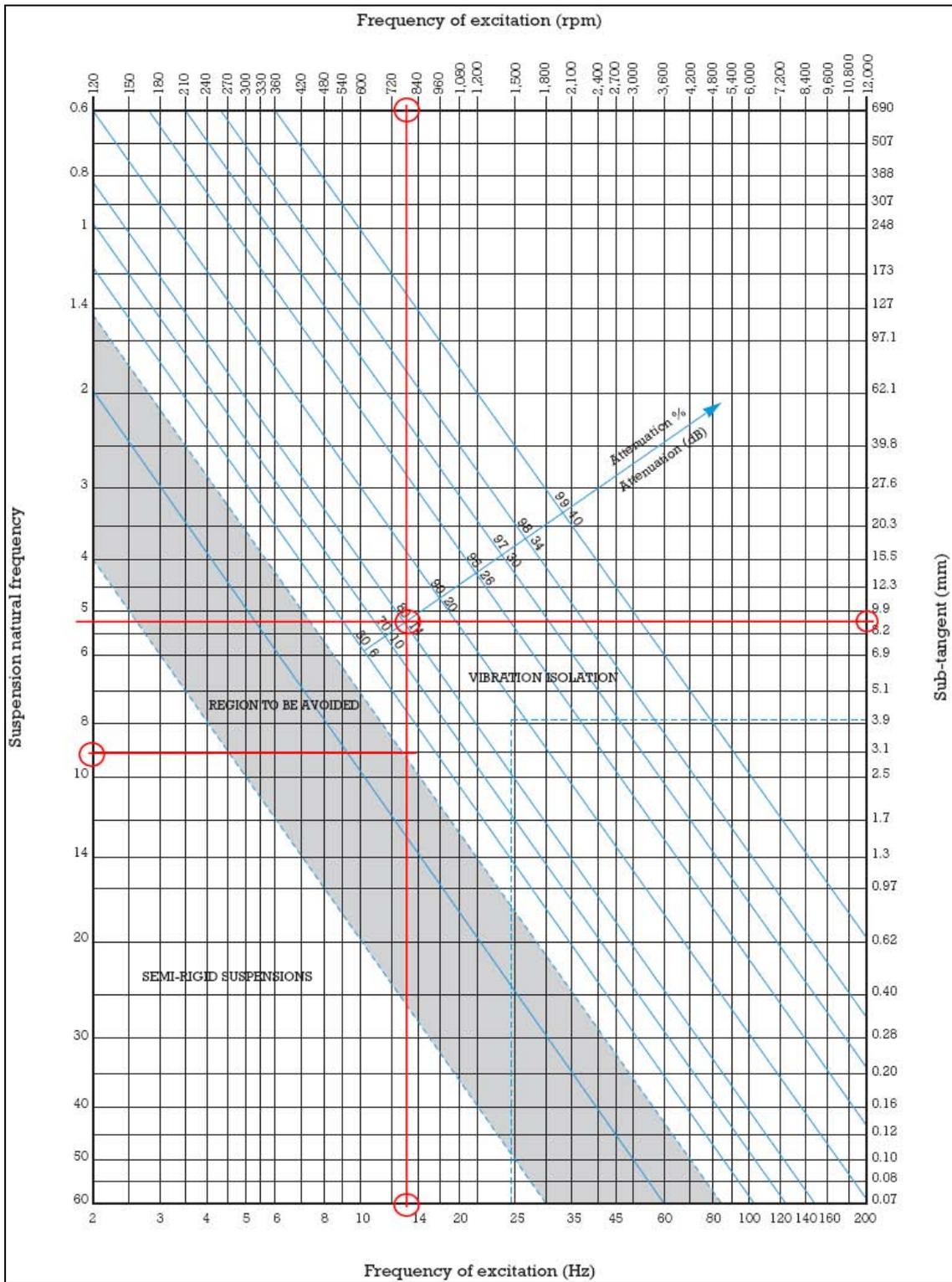
**Anexo 3**  
**Atenuación como función de frecuencia natural y frecuencia de  
excitación**



For an efficient mounting system use :

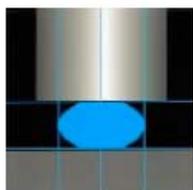
- a high value of  $\frac{\omega}{\omega_0}$   $\longrightarrow$  low value of  $\omega_0$   $\longrightarrow$  low value of  $\lambda$
- a moderate  $\epsilon_0$   $\longrightarrow$  - limited amplification in the resonant region  
- minor effect in the attenuation region

Figura Nº 1.

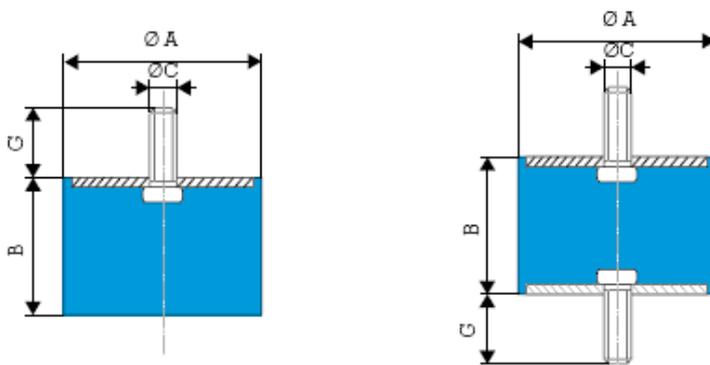


**Atenuación como función de frecuencia natural y frecuencia de excitación**

Grafico N° 1



# RADIAFLEX®



Ø A mm	B mm	Ø C mm	G mm	Compression		Ref.
				Maximum load daN	Deflection mm	
12.5	10	M5	10	12	2	511110
	13.5			11	2.5	511128
	15			10	3	511115
	20			8	3.5	511125
16	10	M5	12	20	2	511292
	15			20	3	511294
	20			15	4	511296
	25			15	5	511298
20	8.5	M6	16.5	40	1.5	511200
	15			35	4	511215
	20			30	5	511220
	25			30	5.5	511225
	30			25	7	511230
25.5	10	M8	20	80	2	511265
	15			60	3.5	511270
	19			55	4.5	511251
	22			50	5.5	511275
	25			50	6	511280
	30			50	8	511285
40	50	10	511290			
30	15	M8	25	90	3.5	511308
	22			80	6	511310
	30			70	8	511312
	40			60	9	511314

Figura Nº 2.

**Anexo 4**  
**Cotizaciones**

**COTIZACION****N° 305**

**MAESTRANZA TERRACON**  
**Ramiro Henriquez e Hijo Ltda.**  
Rut: 76.465.710-1  
LLancahue Km 7  
Fono Fax: (63) 276898  
inribal@yahoo.com  
Valdivia-Chile

**Señor:** Víctor Mera  
**RUT:**  
**Dirección:**  
**Fecha:** 20 de Noviembre de 2008  
**Asunto:** Fabricación Trilladora.  
**At.:** Víctor Mera  
**Cond. de Pago:** 50% Pie, 50% contra entrega.

<b>Cant</b>	<b>Detalle</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Total</b>
1	Fabricación maquina trilladora portatil según planos. Obra Vendida. Ver detalle en Anexo		\$ 2.061.500
		<b>Neto</b>	\$ 2.061.500
		<b>IVA</b>	\$ 391.685
		<b>Total</b>	\$ 2.453.185

**Observaciones:** Se Adjunta detalles en Anexo.  
Plazo de Entrega 20 días hábiles a contar de confirmación con pago de Pie.

**Atte**  
**Cesar Casanova**  
**Jefe Taller**  
**Maestranza Terracon**  
**95905580 – 95959355**

ANEXO

Tabla 1

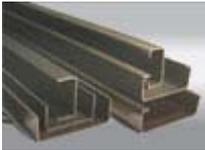
<b>Maquina Trilladora</b>	<b>Material</b>	<b>Maestranza</b>	<b>Obra vendida</b>
Item 1-15	\$ 225.500	\$ 797.500	\$ 1.023.000
Estructura Base	\$ 84.000	\$ 221.000	\$ 305.000
Engranaje, Poleas, Rodamientos, correas	\$ 261.500	\$ 87.000	\$ 348.500
Motor 5.5 Hp (partida manual)	\$ 225.000	\$ 75.000	\$ 300.000
Eje Tiro (solo traslado manual, o animal)	\$ 45.000	\$ 40.000	\$ 85.000
<b>Total Maquina</b>	<b>\$ 841.000</b>	<b>\$ 1.220.500</b>	<b>\$ 2.061.500</b>

<b>item</b>	<b>Detalle</b>	<b>Material</b>	<b>Maestranza</b>	<b>Obra vendida</b>
1	acc tren	\$ 3.500	\$ 8.500	\$ 12.000
2	bandeja aliment	\$ 7.000	\$ 21.000	\$ 28.000
3	base bandeja al	\$ 6.000	\$ 18.000	\$ 24.000
4	caja criba	\$ 18.000	\$ 67.000	\$ 85.000
5	carc der	\$ 9.000	\$ 27.000	\$ 36.000
6	carc izq	\$ 6.500	\$ 19.500	\$ 26.000
7	carc sup	\$ 7.000	\$ 21.000	\$ 28.000
8	cilindro desgranador	\$ 32.000	\$ 148.000	\$ 180.000
9	cilindro batidor	\$ 30.000	\$ 90.000	\$ 120.000
10	concavo	\$ 38.000	\$ 172.000	\$ 210.000
11	tapa transmision desgranador	\$ 6.500	\$ 19.500	\$ 26.000
12	tapa transmision excentrico	\$ 7.000	\$ 21.000	\$ 28.000
13	tapa transmision tornillo	\$ 6.000	\$ 18.000	\$ 24.000
14	tornillo sinfn	\$ 39.500	\$ 118.500	\$ 158.000
15	tubería ventilador	\$ 9.500	\$ 28.500	\$ 38.000
		<b>\$ 225.500</b>	<b>\$ 797.500</b>	<b>\$ 1.023.000</b>

Nota: considera compra de material ya dimensionado

**Victor Mera**

**De:** Barraca Janssen [valparaiso@barracajanssen.cl]  
**Enviado el:** domingo, 30 de noviembre de 2008 20:29  
**Para:** mera.ingenieriamecanica@gmail.com  
**Asunto:** Cotizacion #5972 desde Sucursal Valparaíso  
**Marca de seguimiento:** Seguimiento  
**Estado de marca:** Rojo



**Cotización**  
 Sucursal Valparaíso

**Datos Personales****Nombre y Apellido:**

Victor, Mera

**Empresa:**

T &amp; S Consultores

**Dirección:****E-Mail:**

mera.ingenieriamecanica@gmail.com

**Fono/FAX:**

252644 -

**RUT:**

10059011-5

**Ciudad:****País:**

Chile

**Detalle de la Cotización #5972**

<b>Cantidad</b>	<b>Producto</b>	<b>Unitario</b>	<b>Precio</b>
1 Uni	Redondo liso 8 mm. SAE 1020	\$2,418	\$2,418
1 Uni	Redondo liso 1 1/4 SAE 1045	\$42,332	\$42,332
1 Uni	Tubo Redondo 1 x 2,0 mm.	\$7,042	\$7,042
1 Uni	Tubo Redondo 2 x 2,0 mm.	\$14,758	\$14,758
1 Uni	Rectangular 50 x 30 x 3,0 mm.	\$20,208	\$20,208
1 Uni	Cuadrado 50 x 50 x 3,0 mm	\$26,025	\$26,025
1 Uni	Cuadrado 75 x 75 x 3,0 mm	\$40,415	\$40,415
1 Uni	Canales 50 x 25 x 3,0 mm.	\$12,074	\$12,074
1 Uni	Costaneras 80 x 40 x 15 x 3,0 mm	\$22,839	\$22,839
1 Uni	Anticorrosivo Estructural Rojo 1 Gl.	\$6,615	\$6,615
1 Kg	Soldadura M-H 1/8 6011	\$2,227	\$2,227
1 Uni	Pl. Galvanizada Lisa 1,50 x 1000 x 3000 G-90	\$30,331	\$30,331
1 Uni	Pl. Zinc Alum Lisa 0,80 x 1000 x 3000	\$17,498	\$17,498
1 Uni	Plancha Negra 2 x 1000 x 2000 mm.	\$28,640	\$28,640
1 Uni	Plancha Negra 3 x 1000 x 2000 mm.	\$42,960	\$42,960
1 Uni	Plancha Negra 5 x 1000 x 3000 mm.	\$107,400	\$107,400
1 Uni	Plancha Negra 6 x 1000 x 3000 mm.	\$128,880	\$128,880
1 Uni	Fierro Plano 20 x 3 mm.	\$3,738	\$3,738
	<b>Neto:</b>		556,400
	<b>I.V.A.:</b>		105,716
	<b>Total:</b>		662,116

**Comentarios:**

**Victor Mera**

---

**De:** Jorge Parra [jorge.parra@agricolagildemeister.cl]  
**Enviado el:** sábado, 22 de noviembre de 2008 20:13  
**Para:** mera.ingenieriamecanica@gmail.com  
**Asunto:** RV: RV: cotizacion  
**Marca de seguimiento:** Seguimiento  
**Estado de marca:** Rojo

Don Víctor:  
Este es el valor y el tiempo aprox. de llegada

AH205122 LAMINA DESBARBADORA \$ 392.272 + IVA fabrica.  
repueto en fabca demora en llegar a chile 12 a 15 días y se debe documentar al solicitar.

atte.  
Jorge Parra

---

**De:** ariel yañez [mailto:arielyanezr@gmail.com]  
**Enviado el:** sáb 22/11/2008 9:58  
**Para:** Jorge Parra  
**Asunto:** Re: RV: cotizacion

AH205122 LAMINA DESBARBADORA \$ 392.272 + IVA fabrica.  
repueto en fabca demora en llegar a chile 12 a 15 días y se debe documentar al solicitar.

Atte Saluda.  
Mariela.

2008/11/20 Jorge Parra <[jorge.parra@agricolagildemeister.cl](mailto:jorge.parra@agricolagildemeister.cl)>

---

**De:** Victor Mera [mailto:[mera.ingenieriamecanica@gmail.com](mailto:mera.ingenieriamecanica@gmail.com)]  
**Enviado el:** jue 20/11/2008 0:24  
**Para:** Jorge Parra  
**Asunto:** cotizacion

Sr Jorge Parra

Solicito cotizacion de:

.8 barras L.H. Black, Parte número AH205122

.Adjunto pdf con detalle.

Saludos

--

Víctor Mera Arana  
Ingeniería Mecánica  
T S CONSULTORES

**DISTRIBUIDORA Y COMERCIAL SUR S.A.**

Av. Alemania 455

R.U.T. : 99.563.240-3

TELEFONO : 63-333550-333551 FAX: 63-333553

**COTIZACION N° 0022355**

FECHA	: 22/09/2008	FAX	:
SEÑOR(ES)	: T S CONSULTORES	VALIDEZ	: 7 días.
DIRECCION	:		
CIUDAD	:	MONEDA	: <b>PESOS CHILENOS</b>
TELEFONO	:		
ATENCION	:		

DESCRIPCION	PLAZO ENTREGA	CANT.	P.UNITARIO	P.TOTAL NETO
SOPORTE SYK 20 TF	20 DIAS	5.00	11,037.00	55,185
SOPORTE FYTB 15 TF	20 DIAS	5.00	14,547.00	72,735
POLEA PHP 1SPZ50TB ( SIN STOCK )				
POLEA PHP 1SPZ150TB ( SIN STOCK )				
POLEA PHP 1SPZ112TB ( SIN STOCK )				
POLEA PHP 24H100RSB ( SIN STOCK )				
POLEA PHP 40H100RSB ( SIN STOCK )				
POLEA PHP 1SPZ63TB ( SIN STOCK )				
POLEA PHP 1SPZ71TB ( SIN STOCK )				
POLEA PHP 1SPZ200TB	20 DIAS	1.00	9,610.00	9,610
POLEA PHP 1SPZ180TB ( SIN STOCK )				
PHG A39	1 DIA	1.00	1,440.00	1,440
CORREA PHG 660-H-050 ( SIN STOCK )				
PHG A38	1 DIA	1.00	1,440.00	1,440
PHG A80	1 DIA	1.00	2,651.00	2,651
PHG A40	1 DIA	1.00	1,440.00	1,440
PHG A50	1 DIA	2.00	1,886.00	3,772
PHF TB1008X9MM	1 DIA	1.00	1,637.00	1,637
PHF TB1610X14MM	1 DIA	5.00	3,079.00	15,395
PHF TB1108X9MM	1 DIA	2.00	1,867.00	3,734
PHF TB2012X14MM	1 DIA	2.00	3,670.00	7,340

NOTA :  
PRODUCTOS MARCA SKF.

NETO \$	176,379
IVA \$	33,512
TOTAL \$	209,891

Atte. Raúl Alvarez

**HERNAN GUTIERREZ VALENZUELA**

RUT: 5.146.404-4

CELULAR (Pref.): (9) 8223303

FONO: (2) 3235854

EMAIL: [HEGUVAL@GMAIL.COM](mailto:HEGUVAL@GMAIL.COM)

ILLAPEL 1388 MAIPU - SANTIAGO

[WWW.ENGRANAJES.CL](http://WWW.ENGRANAJES.CL)



## PRESUPUESTO

---

CLIENTE:	Ingenieria mecanica t s consultores	RUT:	
GIRO:		CELULAR:	
DIRECCION:		EMAIL:	<a href="mailto:Mera.ingenieriamecanica@gmail.com">Mera.ingenieriamecanica@gmail.com</a>
FONO/FAX:			

---

Atención Sr. (a): victor mera arana

Fecha: 25 08 2008

1.- fabricar cuatro engranajes modulo 3

Dientes rectos

Angulo de presion 20 grados

En ac sae 1045 o en technyl ( puede ser ertacetal )

Son pareados de ratio 12/40

Y ratio 12/45

Según indicaciones y datos tecnicos

1.1.- z 12, alt. total 28 mm

D ext 42 mm.....\$ 20. 000 + iva

1.2.- z 40, alt total 28mm

D ext. 126 mm.....\$ 65.000 + iva

1.3.- z 12, alt total 40 mm

D ext 42 mm.....\$ 20.000 + iva

1.4.- z 45, alt total 40 mm

D ext. 141 mm.....\$ 78.000 + iva

cuatro dias habiles

---

Forma de pago: 50 % al empezar

de **Iris Sanchez <isanchez@seedburo.com>** [ocultar detalles](#) 28-feb

para ● mera.  
ingenieriamecanica@gmail.  
com  
fecha 28-feb-2008 17:55

Feb. 28, 2009

Thank you for your inquiry thru our web page, we quote:

1 No. SLPR-UMB/G Low profile thresher	\$20,202.00
1 No. SLPR/EX export crating	754.00

Prices are ex-factory, Nevada, IA. Lead time is 120 days from receipt of firm order. The Medium vogel thresher was discontinued. Replacement is the model quoted.

Regards,

**Iris Galvan Sanchez**

**WE ARE MOVING AS OF MARCH 10TH! PLEASE NOTE OUR NEW ADDRESS**

Seedburo Equipment Company  
2293 S. Mt Prospect Rd  
Des Plaines, IL 60018

**Tel: 312/738-3700, Fax: 312/738-5329**

**Email: [isanchez@seedburo.com](mailto:isanchez@seedburo.com)**

de **Metalcar <info@metalcar.cl>** [ocultar detalles](#) 17:03 (hace 11 minutos)

para  Victor Mera <mera.ingenieriamecanica@gmail.com>

fecha 10-mar-2008 17:03  
asunto Re: cotizacion

Don Victor

Los Valores de los elementos solicitados son :

Eje AL-KO con capacidad para 750 Kg.....\$  
168.000 + IVA  
Rueda de maniobras con abrazadera.....\$  
38.000  
LLanta ar 15 es lo mas grande que trabajamos.....  
\$ 22.000 c/u.

Forma de pago... contado  
Entrega inmediata.

Saluda cordialmente . Carlos D`andurain P. Fono 2382429

Ingreso Clientes

¿Cómo Cotizar?

>> Comunidad

>> Bolsa de Trabajo

>> Suscríbese al Boletín

>> Contacto

>> Proveedores

**Nuevos y Registrados**

Oferta del Mes

**\$ 450.000 + IVA\***

[Click Aquí](#)

\* Hasta agotar stock

Producto Nuevo

Cod. Producto : 1655



[SOPLADORES.](#)

[ver más...](#)

**Productos por Categoría**

**Precio Referencial de**

MOTOR BENCINERO DE 5,5 HP

Esta cotización es informativa, los valores son **REFERENCIALES**



**Imprimir**

[Beneficios](#)

ID Cotización : **13890**

Despacho : En nuestras Bodegas

Pais Oferente : Chile

Fecha Cotización :

4/5/2007

mm/dd/aaaa

**Comentarios Técnicos**



**características técnicas:**

- modelo: gx160t1qpu
- valvulas: sobre la culata ohv
- numero cilindros: unico inclinado 25°
- eje: horizontal
- enfriamiento: aire forzado
- lubricación: resalpique
- alerta aceite: no
- parador: a distancia con cable
- diámetro por carrera: 68mm x 45mm
- desplazamiento: 163 cm3
- relación de compresión: 8.5: 1
- máx.pot.salida: 5,5 hp/3600rpm
- par máximo: 1.1 kg-m/2500 rpm
- arranque: manual piola retráctil
- filtro aire: dual
- capac.estanque comb: 3,6 lts.
- consumo específico comb.: 230g/hp-hr
- nivel de ruido a 7 metros a 3600 rpm: 78 db-a
- capacidad aceite en cárter: 0.6 lts.
- largo (mm): 312
- ancho (mm): 362
- altura (mm): 335
- peso en seco (kgs): 15

**VALOR: 175.000 PESOS CHILENOS + IVA**

(valor neto: no incluye impuestos, contáctese para descuentos)