

**DISEÑO Y MONTAJE DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE EJE  
HORIZONTAL PARA EL CENTRO RECREACIONAL CATAY**

**CAMILO HERNANDEZ MARTINEZ  
EDWIN SAMIR PINTO MAQUILON**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2007**

**DISEÑO Y MONTAJE DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE EJE  
HORIZONTAL PARA EL CENTRO RECREACIONAL CATAY**

**CAMILO HERNANDEZ MARTINEZ  
EDWIN SAMIR PINTO MAQUILON**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director  
ISNARDO GONZALEZ JAIMES  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2007**

## DEDICATORIA

*“...A Dios...*

*A mi madre que es tan hermosa y la quiero tanto, por su apoyo  
incondicional en pro de la superación de sus hijos...*

*A mi Padre por darme y mostrarme la confianza que he recibido durante  
toda mi vida...*

*A Lisbeth que es la que más me incitaba a terminar rápido y siempre estuvo  
ahí para recordármelo...*

*A Jeffer por ser mi hermano, mi amigo y mi ejemplo de superación...*

*A Juli, la consentida, por su confianza y apoyo de la forma más admirable  
que he sentido...*

*A mis tías, tíos, primos y demás familiares que quiero y me quieren...*

*A Maryluz que es la novia de un tiempo feliz, la compañera que siempre ha  
estado ahí...*

*Y a los amigos que nunca faltaron...”*

*EDWIN PINTO*

## **AGRADECIMIENTOS**

A ARPRUIS, por su confianza y apoyo para la realización este proyecto,

A Isnardo Gonzalez, ingeniero mecánico, director de esta tesis,

A DIMAN Ltda., por su apoyo en la construcción del proyecto,

A Gonzalo Calderón Caballero, por brindar sus conocimientos en maquinaria agrícola en pro del desarrollo de este trabajo

A Camilo Hernández por nada.

EDWIN SAMIR PINTO MAQUILON

## TABLA DE CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN	25
1. APROVECHAMIENTO DE RESTOS VEGETALES EN CATAY	27
1.1 EI COMPOST	28
1.1.1 Materias primas del compost	28
1.1.2 El proceso de compostaje	30
1.1.3 Fabricación del compost	32
1.1.4 Aplicaciones del compost	34
1.1.5 El compost en Catay	35
1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO DE GRADO	36
1.2.1 Objetivos generales.	36
1.2.2 Objetivos específicos.	36
1.3 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO DE GRADO	37
2. SELECCIÓN Y DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO ADECUADO PARA LAS LABORES DE MANUTENCIÓN DE LAS ZONAS VERDES DE CATAY Y VERIFICACIÓN DE LA POTENCIA ÚTIL DE LA FUENTE MOTRIZ	38
2.1 EQUIPOS PARA LA ELIMINACIÓN DE MALEZA Y DE PEQUEÑA VEGETACIÓN SUPERFICIAL	38
2.1.1 Tipos de cortadoras giratorias	38
2.1.2 Principios de funcionamiento de las cortadoras giratorias.	40

2.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE MÁQUINA REQUERIDA PARA LAS LABORES EN LA SEDE CATAY	41
2.3 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA TRITURADORA DE EJE HORIZONTAL Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO	44
2.3.1 Bastidor o estructura	44
2.3.2 Sistema de traslación y soporte	47
2.3.3 Sistema de transmisión de potencia	49
2.3.4 Rotor	54
2.3.5 Velocidad de giro del rotor	57
2.3.6 Potencia requerida por la trituradora de eje horizontal	66
2.4 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA UTIL DEL TRACTOR PARA EL ACCIONAMIENTO DE MÁQUINAS	67
2.4.1 Aplicación y control de potencia del tractor	68
2.4.2 Balance de potencias del tractor	74
2.4.3 Calculo de la potencia útil para la trituradora de eje horizontal	77
3. DISEÑO, SELECCIÓN Y VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA TRITURADORA DE EJE HORIZONTAL	83
3.1 ROTOR	83
3.1.1 Eje rotor	83
3.1.2 Elementos de corte	96
3.1.3 Soportes	97
3.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN	100
3.2.1 Eje acople polea	101
3.2.2 Transmisión por bandas	106

3.2.3	Selección de rodamientos	107
3.3	SISTEMA DE TRASLACIÓN Y SOPORTE	109
3.3.1	Condición estacionaria	109
3.3.2	Condición dinámica	113
4.	MODELAMIENTO CAD/CAE DE LA TRITURADORA DE EJE HORIZONTAL	122
4.1	BASTIDOR	122
4.1.1	Condición estacionaria	122
4.1.2	Condición Dinámica	124
4.2	ROTOR	125
4.2.1	Eje rotor	125
4.2.2	Elementos de corte	128
4.2.3	Soportes	130
4.3	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	131
4.4	SISTEMA DE TRASLACIÓN Y SOPORTE	133
4.4.1	Enganche de los tres puntos	133
4.4.2	Rodillo Nivelador	136
5.	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN	139
5.1	BASTIDOR	139
5.1.1	Obtención de piezas	139
5.1.2	Terminado de piezas	140
5.1.3	Ensamble del bastidor	141
5.2	ROTOR	143

5.2.1	Fabricación de elementos de corte	143
5.2.2	Construcción de soportes	144
5.2.3	Fabricación de eje rotor	145
5.2.4	Ensamble del rotor	146
5.3	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	148
5.3.1	Grupo cónico	148
5.3.2	Acople	148
5.3.3	Eje de transmisión	149
5.3.4	Transmisión por bandas	149
5.4	SISTEMA DE TRASLACIÓN Y SOPORTE	150
5.4.1	Enganche de los tres puntos	150
5.4.2	Rodillo nivelador	150
5.4.3	Ruedas	151
5.5	ENSAMBLE	152
6.	PUESTA EN MARCHA Y RECOMENDACIONES DE USO	155
6.1	PRUEBA EN CODICIÓN DINÁMICA	155
6.2	PRUEBA EN CODICIÓN ESTACIONARIA	157
6.3	RECOMENDACIONES DE USO	160
6.3.1	Revisión y acople	160
6.3.2	Puesta en marcha en condición dinámica	161
6.3.3	Puesta en funcionamiento en condición estacionaria	161
7.	CONCLUSIONES	162

BIBLIOGRAFIA

164

ANEXOS

167

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Sede recreacional Catay	25
Figura 2. Zonas Verdes (Catay)	27
Figura 3. Estado del terreno a limpiar en CATAY	28
Figura 4. Recolección de restos vegetales	29
Figura 5. Piscinas de compostaje en CATAY	33
Figura 6. Proceso de compostaje en Silos	34
Figura 7. Compost en Catay	36
Figura 8. Cortadora de eje vertical	39
Figura 9. Rotor de trituradora de eje horizontal	40
Figura 10. Bastidor en condición dinámica	45
Figura 11. Esquema de un molino de martillos	46
Figura 12. Bóveda de trituración del Bastidor	46
Figura 13. Enganche de los tres puntos de la trituradora de eje horizontal	47
Figura 14. Ruedas de la trituradora de eje horizontal	48
Figura 15. Rodillo nivelador	48
Figura 16. Componentes del sistema de traslación y soporte en condición	49
Figura 17. Componentes del sistema de traslación y soporte en condición	49
Figura 18. Sistema de transmisión de potencia	50
Figura 19. Grupo cónico de la trituradora de eje horizontal	51

Figura 20. Junta universal	52
Figura 21. Transmisión por correas	53
Figura 22. Vista isométrica del Rotor	54
Figura 23. Eje rotor	55
Figura 24. Diferentes elementos de corte utilizados en las trituradoras de eje horizontal	56
Figura 25. Par de cuchillas	57
Figura 26. Acción de las fuerzas que actúan en el impacto de corte	58
Figura 27. Máquina universal AMSLER tipo 4 DBZF120.	62
Figura 28. Secuencia de la prueba de impacto	63
Figura 29. Tractor Agrícola de Catay (MITSUBISHI D 2300 FD)	67
Figura 30. Transmisión de un tractor desde el embrague hasta el diferencial	69
Figura 31. Esquema de una caja de cambios	70
Figura 32. Esquema de un diferencial	71
Figura 33. Esquema de semieje trasero con reducción convencional	71
Figura 34. Toma de fuerza de un tractor	72
Figura 35. Esquema de un sistema hidráulico	73
Figura 36. Ensayo de la potencia a la barra	75
Figura 37. Ensayo de potencia en la toma de fuerza	75
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre del tractor	80
Figura 39. Eje rotor en giro libre	85
Figura 40. DCL eje rotor plano XZ	86
Figura 41. DCL eje rotor plano YZ	86

Figura 42. Gráfica cortante en giro libre	87
Figura 43. Gráfica de momentos en giro libre	88
Figura 44. Esquema de situación descompensación crítica del rotor	89
Figura 45. Eje rotor en descompensación crítica	89
Figura 46. DCL eje rotor plano XZ	90
Figura 47. DCL eje rotor plano YZ	90
Figura 48. Gráfica cortante en descompensación crítica	91
Figura 49. Gráfica de momentos en descompensación crítica	91
Figura 50. Fuerzas en cuchillas	96
Figura 51. DCL de cuchilla	97
Figura 52. DCL Eje pivote	98
Figura 53. DCL platina soporte	99
Figura 54. DCL del eje pasante de sujeción	100
Figura 55. Cargas sobre eje polea	101
Figura 56. DCL eje acople polea plano XZ	102
Figura 57. DCL eje acople polea plano YZ	102
Figura 58. Diagrama de fuerza cortante en el eje de transmisión	103
Figura 59. Diagrama de momentos en el eje de transmisión	104
Figura 60. Diagrama de momento torsor en el eje de transmisión	104
Figura 61. DCL condición estacionaria	110
Figura 62. DCL brazos de levantamiento	110
Figura 63. DCL columnas soporte	112
Figura 64. DCL condición dinámica	114

Figura 65. DCL rodillo nivelador	115
Figura 66. Diagrama de cortante en el rodillo nivelador	115
Figura 67. Diagrama de Momentos en el rodillo nivelador	116
Figura 68. DCL sistema de basculamiento	118
Figura 69. Diagrama de cortante en platina basculante	119
Figura 70. Diagrama de momento en platina basculante	120
Figura 71. Distribución de esfuerzos en el bastidor en condición estacionaria	123
Figura 72. Factor de seguridad en el bastidor en condición estacionaria	124
Figura 73. Distribución de esfuerzos en el bastidor en condición dinámica	124
Figura 74. Distribución del Factor de seguridad en el bastidor en condición dinámica	125
Figura 75. Distribución de esfuerzos en el rotor en giro libre	126
Figura 76. Distribución del factor de seguridad en el rotor en giro libre	126
Figura 77. Distribución de los esfuerzos en el rotor en descompensación crítica	127
Figura 78. Distribución del factor de seguridad en el rotor en descompensación crítica	128
Figura 79. Distribución de esfuerzos en cuchillas	129
Figura 80. Distribución del factor de seguridad en cuchillas	129
Figura 81. Distribución de esfuerzos en soporte	130
Figura 82. Distribución del factor de seguridad en soporte	131
Figura 83. Distribución de los esfuerzos en el eje de transmisión	132
Figura 84. Distribución del factor de seguridad en el eje de transmisión	132

Figura 85. Distribución de esfuerzos en las platinas del triangulo de acople	133
Figura 86. Distribución del factor de seguridad en las platinas del triangulo de acople	134
Figura 87. Distribución de esfuerzos en los tirantes del bastidor	134
Figura 88. Distribución del factor de seguridad en los tirantes del bastidor	135
Figura 89. Distribución de esfuerzos en los brazos de levantamiento	135
Figura 90. Distribución del factor de seguridad en los brazos de	136
Figura 91. Distribución de esfuerzos en el Rodillo Nivelador	137
Figura 92. Distribución del factor de seguridad en el Rodillo Nivelador	137
Figura 93. Máquina cortadora de láminas	139
Figura 94. Máquina dobladora de láminas	140
Figura 95. Laminas cortadas y dobladas	140
Figura 96. Terminado de piezas	141
Figura 97. Puntos de soldadura entre piezas	141
Figura 98. Verificación de la geometría del bastidor	142
Figura 99. Ensamble bóveda de trituración	142
Figura 100. Dispositivo para doblado de cuchillas	143
Figura 101. Cuchillas dobladas	144
Figura 102. Platinas soporte	144
Figura 103. Dispositivo para construcción de soportes	145
Figura 104. Soportes para cuchillas	145
Figura 105. Eje rotor	146

Figura 106. Ensamble del rotor	146
Figura 107. Rotor montado en torno	147
Figura 108. Prueba dinámica	147
Figura 109. Grupo cónico	148
Figura 110. Acople cardán	149
Figura 111. Transmisión por correas	149
Figura 112. Platinas forjadas para el enganche de los 3 puntos.	150
Figura 113. Rodillo nivelador	151
Figura 114. Rueda	151
Figura 115. Piezas con anticorrosivo aplicado	152
Figura 116. Instalación del rotor	152
Figura 117. Ubicación de los elementos de la transmisión	153
Figura 118. Disposición de los componentes del sistema de traslación y soporte	153
Figura 119. Trituradora de eje horizontal	154
Figura 120. Prueba en condición dinámica	155
Figura 121. Conexión tractor-trituradora	156
Figura 122. Resultados de la prueba en condición dinámica	156
Figura 123. Material recolectado por la máquina	157
Figura 124. Máquina suspendida para ubicación en zona de trabajo	158
Figura 125. Prueba en condición estacionaria	158
Figura 126. Salida del material triturado por la criba	159
Figura 127. Material triturado resultado de la prueba estacionaria	159

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Matriz de análisis jerárquico de requerimientos	42
Tabla 2. Matriz de calificación de alternativas	43
Tabla 3. Propiedades del acero FORA 400	56
Tabla 4. Resultados de las mediciones de densidad del pasto	60
Tabla 5. Datos para el cálculo de la velocidad mínima de corte de pasto	61
Tabla 6. Resultados de la prueba de tenacidad en maderas.	64
Tabla 7. Energía de rotura en distintos tipos de madera	65
Tabla 8. Coeficientes de rodadura y adhesión en diferentes condiciones	78
Tabla 9. Parámetros constantes en todas las condiciones del sistema	80
Tabla 10. Datos del sistema en condición estacionaria	81
Tabla 11. Balance de potencias en estado estacionario	81
Tabla 12. Datos del sistema en movimiento	82
Tabla 13. Balance de potencia en condición de desplazamiento del tractor	82
Tabla 14. Tabla de fuerzas sobre puntos significativos del eje rotor en giro libre	87
Tabla 15. Tabla de fuerzas sobre puntos significativos del eje rotor en descompensación crítica	90
Tabla 16. Valores de las formas dinámicas de las cargas en puntos significativos	92
Tabla 17. Factores que afectan el límite de endurancia del rotor	94
Tabla 18. Resultados de análisis de fatiga	96
Tabla 19. Verificación de los elementos de corte	97
Tabla 20. Verificación del diseño del eje pivote	98

Tabla 21. Verificación del diseño de las platinas de la base soporte	99
Tabla 22. Verificación del diseño del eje de sujeción	100
Tabla 23. Fuerzas que actúan sobre el eje de transmisión	103
Tabla 24. Valores de las formas dinámicas de las cargas en el eje de	105
Tabla 25. Factores que afectan el límite de endurancia en el eje	105
Tabla 26. Resultados del análisis de fatiga	106
Tabla 27. Valores de las formas dinámicas de las cargas	116
Tabla 28. Factores que afectan la endurancia en el rodillo nivelador	117
Tabla 29. Resultado del análisis de fatiga del rodillo nivelador	117

## LISTA DE ECUACIONES

Ecuación 1. Sumatoria de momentos en la base de la planta	58
Ecuación 2. Aceleración del centro de masa de la planta	59
Ecuación 3. Tiempo de desplazamiento de la cuchilla durante el corte	59
Ecuación 4. Velocidad del centro de masa de la planta	59
Ecuación 5. Velocidad mínima de corte	59
Ecuación 6. Fuerza de corte	59
Ecuación 7. Fuerza debida a la deflexión	60
Ecuación 8. Velocidad angular en función de la energía de rotura	65
Ecuación 9. Formula para cálculo de la potencia en condición dinámica	66
Ecuación 10. Formula para cálculo de la potencia en condición estacionaria	66
Ecuación 11. Balance de potencia en el tractor	74
Ecuación 12. Potencia a la barra	75
Ecuación 13. Potencia en el toma de fuerza	75
Ecuación 14. Potencia del sistema hidráulico	76
Ecuación 15. Potencia en la rodadura	76
Ecuación 16. Potencia perdida en el resbalamiento	76
Ecuación 17. Potencia empleada en pendientes	77
Ecuación 18. Fuerza normal	84
Ecuación 19. Aceleración Normal	84
Ecuación 20. Momento activo	84

Ecuación 21. Equilibrio de momentos	84
Ecuación 22. Momento de compensación	84
Ecuación 23. Factor de concentración de esfuerzos bajo cargas dinámicas	93
Ecuación 24. Diámetro mínimo requerido en un eje sometido a fatiga	94
Ecuación 25. Factor de seguridad de un eje calculado a fatiga	95
Ecuación 26. Esfuerzo flector	95
Ecuación 27. Esfuerzo torsor	95
Ecuación 28. Potencia real transmitida por la correa	107
Ecuación 29. Vida útil de cojinetes	108
Ecuación 30. Carga equivalente para la selección de rodamientos	108
Ecuación 31. Momento de Inercia	111
Ecuación 32. Radio de giro de columnas	112
Ecuación 33. Razón de transición de delgadez	113
Ecuación 34. Carga crítica	113

## LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Cotización máquina trituradora de eje horizontal	167
ANEXO B. Cotizaciones de equipos para eliminación de maleza y aprovechamiento de restos vegetales	168
ANEXO C. Catalogo tractor JOHN DEERE 790- 27 HP	171
ANEXO D. Datos técnicos cortamalezas Catay	173
ANEXO E. Datos técnicos de camión FORD 600.	174
ANEXO F. Cargas, malla y deformaciones en componentes	175
ANEXO G. Curvas s-n aceros 1020, 1045	180
ANEXO H. Catalogo de elementos de máquinas	181
ANEXO I. Hojas de calculo de apoyo para el proceso de diseño	189

## RESUMEN

**TITULO:**  
**DISEÑO Y MONTAJE DE UNA TRITURADORA DE EJE HORIZONTAL PARA EL CENTRO RECREACIONAL CATAY\***

**AUTORES:**

CAMILO HERNANDEZ MARTINEZ  
EDWIN SAMIR PINTO MAQUILON\*\*

**PALABRAS CLAVES:** Trituradora de eje horizontal, aprovechamiento de restos vegetales.

**DESCRIPCION:**

En este trabajo de grado se muestra el procedimiento seguido para la selección, el análisis y diseño de una trituradora de eje horizontal destinada a la manutención de zonas verdes y aprovechamiento de restos vegetales en la sede recreacional Catay. La selección es efectuada empleando herramientas o técnicas, como el Despliegue de la Función de Calidad (QFD por sus siglas en inglés) y métodos afines. Para el análisis, se enfatiza en el estudio del tractor y la definición de los parámetros dinámicos que determinan el funcionamiento óptimo de la trituradora de eje horizontal, aplicando y proponiendo métodos físico-matemáticos para su cálculo, como lo son el cálculo de la velocidad óptima para el corte de tallos y la estimación de potencia requerida para la trituración de restos vegetales.

El desarrollo de la trituradora de eje horizontal, se hace con el uso intensivo de herramientas informáticas para el diseño como son el CAD y CAE, con las que se logra crear virtualmente cada elemento de la máquina, realizar el posterior ensamble y evaluar su comportamiento simulando las cargas a las que son sometidos cada uno de sus sistemas. Por ultimo se muestra el proceso seguido para la construcción y puesta en marcha de la trituradora de eje horizontal de la Sede Recreacional Catay, mostrando el cumplimiento total de los objetivos propuestos en el proyecto.

---

\* Trabajo de grado

\*\* Facultad de Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Isnardo González Jaimes.

## SUMMARY

**TITLE:**

**DESIGN AND ASSEMBLY OF A CRUSHING MACHINE OF HORIZONTAL AXIS FOR THE CENTRO RECREACIONAL CATAY\***

**AUTHORS:**

CAMILO HERNANDEZ MARTINEZ

EDWIN SAMIR PINTO MAQUILON \*\*

**KEY WORDS:** Crushing machine of horizontal axis, Advantage of vegetable remains.

**DESCRIPTION:**

In this work of degree is shown the procedure followed for the selection, the analysis and design of a crushing machine of horizontal axis destined to the maintenance of green zones and advantage of vegetable remains in the Centro Recreacional Catay. The selection is carried out using technical tools, like the quality function deployment and compatible methods. For the analysis, one emphasizes in the study of the tractor and the definition of the dynamic parameters that determine the optimal operation of the crushing machine of horizontal axis, applying and proposing methods physical-mathematicians for their calculation, as they are the calculation of the optimal speed for the cut of stems and the estimation of power required for the crushing of vegetable remains.

The development of the crushing machine of horizontal axis is made with the intensive use of computer science tools for the design as they are the CAD and CAE, which is managed to virtually create each element of the machine, to make the later joint and to evaluate its performance simulating the loads which they are submitted under each one of its systems and finally it is shown the process followed for the construction and operation of the crushing machine of horizontal axis of the Centro Recreacional Catay, showing the total fulfillment of the proposed objectives in the project.

---

\* Degree Work

\*\* Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Isnardo González Jaimes.

## INTRODUCCIÓN

Basados en el fomento de las relaciones institucionales de la Universidad e incentivando mejorar permanentemente las condiciones de sus miembros, ARPRUIS desarrolla planes que permiten la participación de la comunidad académica de la UIS mediante la ejecución de proyectos de grado en la Sede Recreacional Catay (Figura1).

Figura 1. Sede Recreacional Catay



Fuente: ARPRUIS. <https://www.uis.edu.co/portal/index.html>

El diseño y montaje de la trituradora de eje horizontal, es un proyecto realizado conjuntamente entre ARPRUIS y la Escuela de Ingeniería Mecánica, buscando mejorar las acciones de manutención de las zonas verdes de Catay y el proceso de compostaje realizado en la misma, aprovechando al máximo los recursos con que cuenta la sede.

En este trabajo de grado se muestra el procedimiento seguido para la selección, el análisis y diseño de la maquinaria agrícola destinada a la manutención de zonas verdes y aprovechamiento de restos vegetales. Para esto, se discriminan las funciones de la trituradora de eje horizontal en dos condiciones: Una condición dinámica que corresponde al corte del pasto en

la sede y una condición estacionaria que se refiere a la trituración de restos vegetales.

La selección es efectuada empleando herramientas o técnicas, como el Despliegue de la Función de Calidad (QFD por sus siglas en inglés) y métodos afines, que permiten escoger el tipo de máquina más adecuada para la ejecución de las labores en la Sede Recreacional Catay.

Para el análisis de la maquinaria, se enfatiza en el estudio del tractor, reconociendo su importancia para el desarrollo de implementos agrícolas accionados por éste. La definición de los parámetros dinámicos que determinan el funcionamiento óptimo de la trituradora de eje horizontal, se hace utilizando un modelo matemático que permite calcular la velocidad mínima que deben tener las cuchillas para el corte de tallos. Se propone una metodología para el cálculo de la potencia consumida en la trituración de restos vegetales, implicando la ejecución de pruebas de tenacidad de maderas en un laboratorio.

El desarrollo de la trituradora de eje horizontal, se hace con el uso intensivo de herramientas informáticas para el diseño como son el CAD y CAE, las cuales permiten crear virtualmente cada elemento de la máquina, realizar el posterior ensamble y evaluar su comportamiento simulando las cargas a las que serán sometidos cada uno de sus componentes.

Por último, se muestra el proceso seguido para la construcción y puesta en marcha de la trituradora de eje horizontal de la Sede Recreacional Catay, mostrando el cumplimiento total de los objetivos propuestos en el proyecto.

## 1. APROVECHAMIENTO DE RESTOS VEGETALES EN CATAY

La Asociación Recreativa de Profesores de la UIS, ARPRUIS, es una asociación civil con fines recreativos, deportivos y culturales, sin ánimo de lucro que se rige por estatutos. Esta asociación cuenta con la sede recreacional Catay, que actualmente tiene un área aproximada de zonas verdes de 6 hectáreas, en las cuales se llevan a cabo diferentes tipos de actividades recreativas que requieren de un estado óptimo del terreno (Figura 2).

Figura 2. Zonas Verdes (Catay)



Dentro de las actividades que se deben llevar a cabo en cualquier terreno con fines recreacionales, se encuentran las acciones de corte del material vegetal, y la recolección de residuos vegetales como lo son las hojas y ramas que por ciclos naturales van depositándose en el suelo (figura 3). La sede

recreacional CATAY, no es la excepción; en el se llevan a cabo estas acciones, las cuales dejan diariamente grandes volúmenes de material vegetal. Por esta razón, se aprovecha este material como materia prima para la producción de compost, queriendo permanentemente mejorar la eficiencia del proceso y el estado del terreno.

Figura 3. Estado del terreno a limpiar en CATAY



## 1.1 EI COMPOST

El compost puede ser descrito como la materia orgánica que ha sido estabilizada hasta transformarse en un producto parecido a las sustancias húmicas del suelo, que está libre de patógenos y de semillas de malas hierbas, que no atrae insectos ni otros vectores de enfermedad, que puede ser manejada y almacenada sin ocasionar molestias y que es beneficiosa para el suelo y el crecimiento de las plantas.

**1.1.1 Materias primas del compost.** Para la elaboración del compost se puede emplear cualquier materia orgánica, con la condición de que no se encuentre contaminada. En la figura 4 se observa el material vegetal

recolectado en un pequeño sector del centro recreacional CATAY cuyo fin es el compostaje.

Figura 4. Recolección de restos vegetales



En forma general, las materias primas pueden proceder de:

- Restos de cosechas: Pueden emplearse para hacer compost o como acolchado.
- Abonos verdes, siegas de césped, malas hierbas, etc.
- Las ramas de poda de los frutales: Es preciso triturarlas antes de su incorporación al compost, ya que con trozos grandes el tiempo de descomposición se alarga.
- Hojas: Pueden tardar de 6 meses a dos años en descomponerse, por lo que se recomienda mezclarlas en pequeñas cantidades con otros materiales.
- Restos urbanos: Se refiere a todos aquellos restos orgánicos procedentes de las cocinas como pueden ser restos de fruta y hortalizas, restos de animales de mataderos, etc.
- Estiércol animal: Destaca el estiércol de vaca, aunque otros de gran interés son la gallinaza, conejina o sirle, estiércol de caballo, de oveja y los purines.
- Complementos minerales: Son necesarios para corregir las carencias de ciertas tierras. Destacan las enmiendas calizas y magnésicas, los fosfatos

naturales, las rocas ricas en potasio y oligoelementos y las rocas silíceas trituradas en polvo.

- **Plantas marinas:** Anualmente se recogen en las playas grandes cantidades de fanerógamas marinas como *Posidonia oceánica*, que pueden emplearse como materia prima para la fabricación de compost ya que son compuestos ricos en N, P, C, oligoelementos y biocompuestos cuyo aprovechamiento en agricultura como fertilizante verde puede ser de gran interés.
- **Algas:** También pueden emplearse numerosas especies de algas marinas, ricas en agentes antibacterianos y antifúngicos y fertilizantes para la fabricación de compost.

**1.2.1 El proceso de compostaje.** El compostaje es un proceso biológico aeróbico, que llevan a cabo hongos, bacterias y actinomicetos existentes en los propios residuos, a los que únicamente hay que proporcionar unas condiciones ambientales idóneas (principalmente humedad y aireación) para optimizar este proceso de transformación. El compostaje permite reducir el peso, el volumen y la reactividad del residuo orgánico, al tiempo que se logra que un sustrato muy heterogéneo experimente una transformación de la materia orgánica más biodegradable, liberando CO<sub>2</sub>, agua, elementos minerales y energía, quedando finalmente la fracción orgánica más estable e higienizada, que recibe el nombre de compost.

Los factores que condicionan el proceso de compostaje son muchos, estando a su vez influenciados por las condiciones ambientales, tipo de residuo a tratar y el tipo de técnica de compostaje empleada. Los factores más importantes son:

- **Temperatura:** Se consideran óptimas las temperaturas del intervalo 35-55 °C para conseguir la eliminación de patógenos, parásitos y semillas de malas hierbas. A temperaturas muy altas, muchos microorganismos interesantes para el proceso mueren y otros no actúan al estar esporados.

- **Humedad:** En el proceso de compostaje es importante que la humedad alcance unos niveles óptimos del 40-60 %. Si el contenido en humedad es mayor, el agua ocupará todos los poros y por lo tanto el proceso se volvería anaeróbico, es decir se produciría una putrefacción de la materia orgánica. Si la humedad es excesivamente baja se disminuye la actividad de los microorganismos y el proceso es más lento. El contenido de humedad dependerá de las materias primas empleadas. Para materiales fibrosos o residuos forestales gruesos la humedad máxima permisible es del 75-85 % mientras que para material vegetal fresco, ésta oscila entre 50-60%.
- **pH:** Influye en el proceso debido a su acción sobre microorganismos. En general los hongos toleran un margen de pH entre 5-8, mientras que las bacterias tienen menor capacidad de tolerancia (pH= 6-7,5 )
- **Oxígeno:** El compostaje es un proceso aeróbico, por lo que la presencia de oxígeno es esencial. La concentración de oxígeno dependerá del tipo de material, textura, humedad, frecuencia de volteo y de la presencia o ausencia de aireación forzada.
- **Relación C/N equilibrada:** El carbono y el nitrógeno son los dos constituyentes básicos de la materia orgánica. Por ello para obtener un compost de buena calidad es importante que exista una relación equilibrada entre ambos elementos. Teóricamente una relación C/N de 25-35 es la adecuada, pero esta variará en función de las materias primas que conforman el compost. Si la relación C/N es muy elevada, disminuye la actividad biológica. Una relación C/N muy baja no afecta al proceso de compostaje, perdiendo el exceso de nitrógeno en forma de amoníaco. Es importante realizar una mezcla adecuada de los distintos residuos con diferentes relaciones C/N para obtener un compost equilibrado. Los materiales orgánicos ricos en carbono y pobres en nitrógeno son la paja, el

heno seco, las hojas, las ramas, la turba y el aserrín. Los pobres en carbono y ricos en nitrógeno son los vegetales jóvenes, las deyecciones animales y los residuos de matadero.

- **Población microbiana.** El compostaje es un proceso aeróbico de descomposición de la materia orgánica, llevado a cabo por una amplia gama de poblaciones de bacterias, hongos y actinomicetes.

**1.2.2 Fabricación del compost.** Apilando los distintos materiales a utilizar para la producción de compost, existen distintas formas de hacerlo. A continuación se presentan las formas más comunes de producción de compost.

- **Compostaje en montón.** Es la técnica más conocida y la utilizada actualmente en CATAY. Se basa en la construcción de un montón formado por las diferentes materias primas, y en el que es importante que los materiales estén bien mezclados y homogeneizados, por lo que se recomienda una trituración previa de los restos de cosecha leñosos, ya que la rapidez de formación del compost es inversamente proporcional al tamaño de los materiales. Cuando los restos son demasiado grandes se corre el peligro de una aireación y desecación excesiva del montón lo que perjudica el proceso de compostaje.

El montón debe tener el suficiente volumen para conseguir un adecuado equilibrio entre humedad y aireación y deber estar en contacto directo con el suelo. Para ello se intercalarán entre los materiales vegetales algunas capas de suelo fértil.

La ubicación del montón dependerá de las condiciones climáticas de cada lugar y del momento del año en que se elabore. En climas fríos y húmedos conviene situarlo al sol y al abrigo del viento, protegiéndolo de la lluvia con

una lámina de plástico o similar que permita la oxigenación. En zonas más calurosas conviene situarlo a la sombra durante los meses de verano.

Se recomienda la construcción de montones alargados, de sección triangular o trapezoidal, con una altura de 1,5 metros, con una anchura de base no superior a su altura. Es importante intercalar cada 20-30 cm de altura una fina capa de de 2-3 cm de espesor de compost maduro o de estiércol para la facilitar la colonización del montón por parte de los microorganismos. Una vez formado el montón es importante realizar un manejo adecuado del mismo, ya que de él dependerá la calidad final del compost. El montón debe airearse frecuentemente para favorecer la actividad de la oxidasa por parte de los microorganismos descomponedores. El volteo de la pila es la forma más rápida y económica de garantizar la presencia de oxígeno en el proceso de compostaje, además de homogeneizar la mezcla e intentar que todas las zonas de la pila tengan una temperatura uniforme.

Si el montón está muy apelmazado, tiene demasiada agua o la mezcla no es la adecuada se pueden producir fermentaciones indeseables que dan lugar a sustancias tóxicas para las plantas. En general, un mantillo bien elaborado tiene un olor característico. Ver figura 5.

Figura 5. Piscinas de compostaje en CATAY



- **Compostaje en silos.** Se emplea en la fabricación de compost poco voluminosos. Los materiales se introducen en un silo vertical de unos 2 o 3 metros de altura, redondo o cuadrado, cuyos lados están calados para permitir la aireación. El silo se carga por la parte superior y el compost ya elaborado se descarga por una abertura que existe debajo del silo. Si la cantidad de material es pequeña, el silo puede funcionar de forma continua: se retira el compost maduro a la vez que se recarga el silo por la parte superior. Ver figura 6.

Figura 6. Proceso de compostaje en Silos



Fuente: Abono Orgánico- "Compost". Programa de Huertas Comunitarias

- **Compostaje en superficie.** Consiste en esparcir sobre el terreno una delgada capa de material orgánico finamente dividido, dejándolo descomponerse y penetrar poco a poco en el suelo. Este material sufre una descomposición aerobia y asegura la cobertura y protección del suelo, sin embargo las pérdidas de N son mayores, pero son compensadas por la fijación de nitrógeno atmosférico.

**1.2.3 Aplicaciones del compost.** La principal aplicación del compost es como enmienda orgánica en agricultura, es decir, como un material destinado a mantener o incrementar el contenido de materia orgánica del suelo. Puede ser también utilizado como fertilizante, con el objetivo de incrementar el

rendimiento de las cosechas, con beneficios que se manifiestan de forma más clara a mediano y largo plazo.

La jardinería, tanto pública como privada, es otra actividad que potencialmente puede absorber grandes cantidades de compost, tanto para la implantación y mantenimiento de césped como para desarrollo de plantas ornamentales. La silvicultura que es el cultivo y explotación racional de los bosques, también se beneficia de este producto, que se utiliza en viveros y para transplante de coníferas.

Otro extenso campo de aplicación es la restauración ambiental; así por ejemplo, en el sellado de vertederos, en la restauración de canteras, de escombreras de mina, en la regeneración de terrenos afectados por incendios forestales, revegetación de taludes, descontaminación de suelos, como biofiltro en la retención de contaminantes y para la desodorización. En la mayoría de estas aplicaciones, muchas de ellas relacionadas con las obras públicas, la administración gubernamental puede tener un papel decisivo en la promoción del uso del compost.

**1.2.4 El compost en Catay.** La producción de compostaje en la sede recreacional Catay en este momento es de 26 Ton/mes, pudiendo generar utilidades de \$3.600.000 (Valor base en el mercado \$140.000/Ton), este valor podría incrementarse utilizando métodos más eficientes.

Se requiere entonces el montaje de un sistema económico que permita el corte de material vegetal de una forma eficiente que disminuya el tiempo utilizado para la ejecución de la actividad, proporcione un estado óptimo del terreno y de esta manera se logre el máximo aprovechamiento de la materia prima para la producción de compost en Catay (Figura 7).

Figura 7. Compost en Catay



## **1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO DE GRADO**

Los objetivos del proyecto de grado se establecen en dos categorías que son: Objetivos generales y objetivos específicos.

### **1.2.1 Objetivos generales**

- Obtener un mayor aprovechamiento de los recursos con que cuenta la sede campestre Catay (tractor), mediante la adaptación de una máquina trituradora de eje horizontal, que permita mejorar las acciones de mantenimiento del terreno.
- Mejorar el proceso de generación de compost llevado a cabo en el centro recreacional Catay con el uso de una máquina trituradora de eje horizontal.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

- Diseñar una máquina trituradora de eje horizontal adaptable al tractor MITSUBISHI D 2300 FD con que cuenta la sede campestre Catay actualmente.

- Construir una máquina trituradora de eje horizontal, acorde a las necesidades de la sede campestre Catay.
- Realizar el montaje de la máquina en el tractor, y la puesta en marcha del mismo en la sede.

### **1.3 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO DE GRADO**

Actualmente en Catay se llevan a cabo las acciones de manutención del terreno empleando como herramienta de trabajo una guadañadora. Esto incide en la cantidad de horas-hombre necesarias en el proceso de manutención del terreno. Actualmente se emplean 5 trabajadores para llevar a cabo las acciones de corte pasto y limpieza del terreno.

Con el diseño de la máquina, se quiere reducir el empleo de horas-hombre para el corte y recolección de las zonas verdes al utilizar el tractor con que cuenta la sede, además de aumentar la eficiencia del proceso de compostaje mediante la trituración del material vegetal recolectado.

Actualmente en el mercado no existe una máquina que cumpla con todas estas necesidades, por lo que este proyecto resulta ser una solución atractiva para satisfacer las necesidades de la sede, y económica al comparar sus costos con los equipos empleados para la eliminación de maleza que se encuentran comúnmente en el mercado (Ver anexos A y B).

## **2. SELECCIÓN Y DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO ADECUADO PARA LAS LABORES DE MANUTENCIÓN DE LAS ZONAS VERDES DE CATAY Y VERIFICACIÓN DE LA POTENCIA ÚTIL DE LA FUENTE MOTRIZ**

En la actualidad existe una gran variedad de máquinas empleadas para la manutención de zonas verdes y terrenos agrícolas; sin embargo, cada una cumple una función específica dentro de las actividades de mantenimiento del terreno. Por esto, es deber del labriego seleccionar el tipo de máquina adecuado para sus labores dentro del terreno de acuerdo a sus necesidades. En el caso de la manutención de zonas verdes, las máquinas que se emplean son principalmente para el corte del pasto y la eliminación de malezas; sin embargo, cada máquina a su vez presenta ciertas características propias para llevar a cabo determinada labor.

### **2.1 EQUIPOS PARA LA ELIMINACIÓN DE MALEZA Y DE PEQUEÑA VEGETACIÓN SUPERFICIAL**

Estos equipos tienen como misión tumbar la vegetación y cortarla en trozos que son incorporados al suelo, ya sea en el instante o posteriormente después de un proceso que puede ser el de compostaje. Hay diferentes tipos de modelos que son utilizados en las explotaciones agrícolas para este tipo de trabajos, pero en general estas máquinas son conocidas como cortadoras giratorias.

**2.2.1 Tipos de cortadoras giratorias.** Hay varias formas de clasificar las cortadoras giratorias, una de ellas es por la forma de transporte de las mismas respecto al tractor. De esta manera se encuentra que existen dos tipos principales que son: las de arrastre y las montadas. Las máquinas de

arrastré tienen dos o más ruedas posteriores y algunas poseen deslizadores en las esquinas delanteras que soportan la parte delantera de la máquina. Las máquinas montadas pueden tener un soporte de ruedas atrás, para usarse cuando el mecanismo hidráulico permite que la máquina se deslice. Este tipo de máquina a menudo tiene soportes de zapata en las esquinas delanteras.

Otra forma de clasificar las cortadoras giratorias y tal vez la más importante al momento de hacer una elección, es en función de la dirección del eje con respecto al cual se mueven los elementos de corte. Bajo esta perspectiva, se encuentran dos tipos de cortadoras giratorias que son: Las cortadoras de eje vertical y las cortadoras de eje horizontal.

- **Cortadoras de eje vertical.** Este tipo de cortadora giratoria, lleva uno o varios ejes de rotación verticales, provistos de dos brazos como mínimo, que giran en un plano paralelo al terreno, con lo que se consigue que las hierbas (o tallos) todos queden a la misma distancia del terreno, si el terreno está nivelado. Para terrenos irregulares y pedregosos no es aconsejable. Estas máquinas disponen de un bastidor sujeto a los tres puntos del hidráulico, con el cual se regula la altura de corte. Es normal encontrar en estas máquinas patines que aseguran una posición fija respecto al suelo. Ver figura 8.

Figura 8. Cortadora de eje vertical

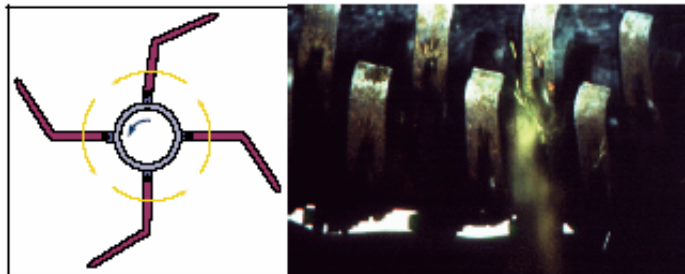


Fuente: Implantación de cultivos. Http://: [www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano](http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano)

- **Cortadoras de eje horizontal.** Este tipo de cortadora posee un eje horizontal con aletas o martillos (figura 9), que al girar produce un efecto de molino de martillos, con el cual se consigue triturar el material vegetal. Por ésta razón, este tipo de máquina se conoce también como trituradora de eje horizontal.

Las trituradoras de eje horizontal trabajan bien en terrenos desiguales y pedregosos y son mejores que las de eje vertical para trabajos al ras del terreno. La altura de trabajo se regula por ruedas, dotadas de husillos o por el elevador hidráulico del tractor en el caso de aperos suspendidos o montados.

Figura 9. Rotor de trituradora de eje horizontal



Fuente: Implantación de cultivos. Http://: [www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano](http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano)

**2.2.2 Principios de funcionamiento de las cortadoras giratorias.** Las cortadoras giratorias, en general son máquinas con un movimiento accionado por la toma de fuerza del tractor, que trituran la vegetación por medio de cuchillas, flejes, cadenas, etc., elementos que giran a gran velocidad alrededor de un eje vertical u horizontal.

El eje de la toma de fuerza transmite su potencia a través de juntas universales y se acopla a una caja de transmisión cónica para cambiar su

dirección vertical u horizontal según el tipo de máquina que sea. Los rotores horizontales pueden moverse por medio de más ejes, o ruedas dentadas y cadenas. Las cortadoras de eje vertical se mueven directamente con la transmisión cónica. El eje vertical queda dentro de un cojinete unido a la placa superior de la cortadora.

Para protección, en algunos casos cuando el trabajo es demasiado exigente, el árbol de la toma de fuerza lleva un embrague que puede deslizarse en condiciones adversas.

### **2.3 SELECCIÓN DEL TIPO DE MÁQUINA REQUERIDA PARA LAS LABORES EN LA SEDE CATAY**

Para la selección del tipo de máquina requerida para las labores en la sede Catay, se emplea el método QFD (Quality Function Deployment), el cual permite entender la prioridad de las necesidades del cliente (Catay), para así encontrar la mejor solución a sus necesidades.

Para aplicar este sistema, se establecen los requerimientos del cliente mediante una entrevista y se realiza una visita a las instalaciones para corroborar la prioridad de los requerimientos. Después del análisis cualitativo de los requerimientos, se hace uso de una herramienta conocida como AHP (Analytic Hierarchy Process), para establecer cuantitativamente el orden jerárquico de las prioridades, a través de una matriz en la que se sopesan los requerimientos unos respecto a los otros y se establece la importancia de cada uno de forma global, al promediar los valores sopesados.

A continuación se presenta la matriz AHP:

Tabla 1. Matriz de análisis jerárquico de requerimientos

REQUERIMIENTOS	CT	CU	CW	Et	FC	S	V	Σ
<b>CT</b>	1	1/7	1/9	1/3	1/5	3	1	5,8
	0,173	0,025	0,019	0,058	0,035	0,518	0,173	1,0
<b>CU</b>	7	1	1/7	1/3	1/5	3	3	14,7
	0,477	0,068	0,010	0,023	0,014	0,204	0,204	1,0
<b>CW</b>	9	7	1	5	1/5	7	5	34,2
	0,263	0,205	0,029	0,146	0,006	0,205	0,146	1,0
<b>Et</b>	3	3	1/5	1	1/7	1	3	11,3
	0,264	0,264	0,018	0,088	0,013	0,088	0,264	1,0
<b>FC</b>	5	5	5	7	1	3	7	33,0
	0,152	0,152	0,152	0,212	0,030	0,091	0,212	1,0
<b>S</b>	1/3	1/3	1/7	1	1/3	1	1/3	3,5
	0,096	0,096	0,041	0,288	0,096	0,288	0,096	1,0
<b>V</b>	1	1/3	1/5	1/3	1/7	3	1	6,0
	0,166	0,055	0,033	0,055	0,024	0,499	0,166	1,0
<b>Promedio</b>	0,227	0,124	0,043	0,124	0,031	0,270	0,180	1,0
<b>Importancia del requerimiento</b>	<b>23%</b>	<b>12%</b>	<b>4%</b>	<b>12%</b>	<b>3%</b>	<b>27%</b>	<b>18%</b>	<b>100%</b>

CT: Capacidad de trituración

CU: Corte uniforme del pasto

CW: Capacidad de trabajo sobre terrenos difíciles

Et: Eficiencia en el tiempo de ejecución de la labor

FC: Facilidad de construcción

S: Seguridad durante el desempeño de sus labores

V: Versatilidad

La comparación de los requerimientos se hace bajo los siguientes parámetros:

Igual importancia: 1

Ligeramente más importante: 3

Más importante: 5

Fuertemente más importante: 7

Muy fuertemente más importante: 9

Luego de conocer la importancia de los requerimientos, se toman las alternativas que se tienen como posibles soluciones y se confrontan con los requerimientos establecidos dándole a cada tipo de máquina una calificación relativa al requerimiento en cuestión. Inmediatamente se calcula la calificación ponderada para así seleccionar la alternativa con mayor calificación.

A continuación se presenta la matriz de calificación:

Tabla 2. Matriz de calificación de alternativas

	<b>CT</b>	<b>CU</b>	<b>CW</b>	<b>Et</b>	<b>FC</b>	<b>S</b>	<b>V</b>	<b>PONDERACIÓN DE LA CALIFICACIÓN</b>
	23%	12%	4%	12%	3%	27%	18%	
<b>G</b>	1	2	3	1	3	1	1	
	0,227	0,247	0,129	0,124	0,093	0,270	0,180	<b>1,3</b>
<b>CV</b>	1	3	1	2	2	1	1	
	0,227	0,371	0,043	0,249	0,062	0,270	0,180	<b>1,4</b>
<b>TEH</b>	3	1	2	2	1	2	2	
	0,682	0,124	0,086	0,249	0,031	0,541	0,361	<b>2,1</b>

Donde,

G: Guadañadora

CV: Cortadora de eje vertical

TEH: Trituradora de eje horizontal.

La calificación se hace con los siguiente parámetros: Excelente: 3; Bueno: 2; Regular: 1; Malo: 0.

Al observar los resultados de la matriz, se obtiene que la mejor opción es la trituradora de eje horizontal, con una calificación de 2,1; sin embargo, se debe trabajar en el requerimiento de corte uniforme para mejorar su condición y satisfacer más al cliente (Catay).

## **2.4 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA TRITURADORA DE EJE HORIZONTAL Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO**

La trituradora de eje horizontal que se requiere en la sede de recreacional Catay, debe llevar a cabo la trituración de restos vegetales tanto en condición dinámica como en condición estacionaria, entendiéndose por condición dinámica la ejecución del trabajo de la máquina mientras ésta es accionada y tirada por el tractor sobre la superficie de trabajo; y como condición estacionaria la situación en la que la máquina realiza su labor accionada por el tractor pero sin tener desplazamiento alguno respecto al terreno.

Además de la trituración de material vegetal, la máquina debe efectuar el corte del pasto, lo que requiere de ciertas características especiales en sus componentes para lograr una buena presentación de las zonas verdes del terreno.

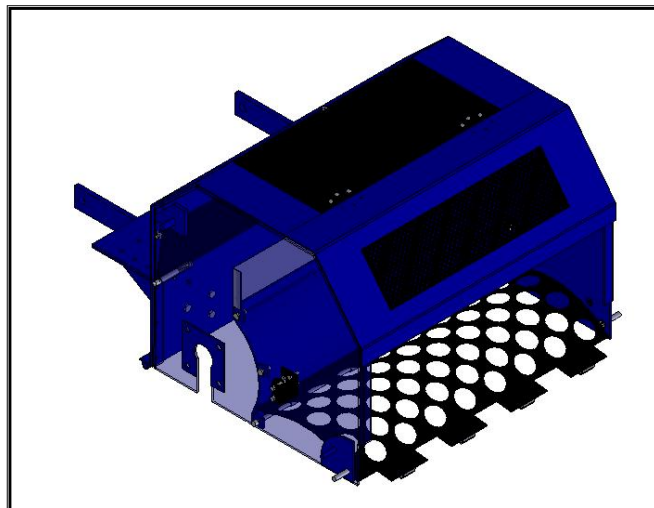
Teniendo en cuenta los requisitos expuestos anteriormente, la consecución de la máquina, está fundamentada en el análisis de cada uno de los sistemas que la conforman, como lo son: la estructura o bastidor, el rotor, el sistema de transmisión, y el sistema de traslación y soporte, los cuales son preconcebidos bajo las condiciones de trabajo a las que estarán sometidos para cumplir satisfactoriamente las mismas.

**2.4.1 Bastidor o estructura.** Básicamente, el bastidor debe soportar todos los elementos móviles de la máquina y brindar estabilidad a los mismos; además, el diseño del bastidor debe basarse en la función que cumplirá la trituradora de eje horizontal; es decir, sus partes deben ser concebidas previendo el trabajo de la misma en su condición dinámica y estacionaria. El bastidor se construirá en laminas HR y su ensamble será con tornillos para facilitar las acciones de mantenimiento.

- **Condición dinámica.** En ésta condición de trabajo, la máquina debe desbrozar la zona por la que esté desplazándose, para esto la máquina debe poseer características tales que permitan el desalojo del material vegetal, por ésta razón se deja un conducto por el cual el material puede ser impulsado y desalojado de la zona de trabajo, Ver Figura 10.

Por otro lado, la estructura debe estar bien protegida contra las partículas que arroja, para seguridad de las personas que estén a su alrededor.

Figura 10. Bastidor en condición dinámica



- **Condición estacionaria.** En ésta condición de trabajo, la función de la máquina es básicamente triturar los restos vegetales que son recolectados en la sede de Catay. Para lograr este objetivo, el bastidor se concibe con el propósito de poseer una bóveda de trituración basada en un molino de martillos (Ver figura 11), que permita la trituración del material.

Figura 11. Esquema de un molino de martillos

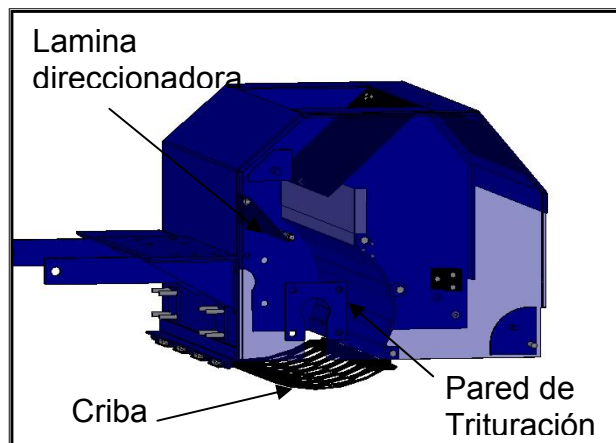


Fuente: <http://www.sturtevantinc.com>

En la figura 12 se observa el diseño propuesto de la bóveda de trituración para la trituradora de eje horizontal. A continuación se presentan las partes de la bóveda de trituración y su respectiva descripción:

- Lamina direccionadora: Su función como su nombre lo indica, es darle la dirección adecuada al material para su entrada a la zona de trituración e impedir un reflujó del mismo.
- Pared de trituración: Este es el elemento sobre el que se tritura el material vegetal.
- Criba: El propósito de este elemento es permitir el paso del material triturado después de alcanzar las dimensiones adecuadas.

Figura 12. Bóveda de trituración del Bastidor

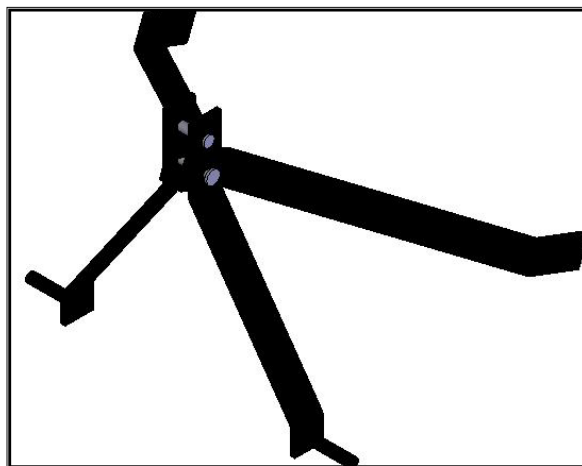


Las dimensiones del bastidor, están determinadas en sus tres dimensiones de la siguiente forma:

- El ancho es función de la extensión de corte que deba cumplir la máquina. En este caso el bastidor posee un ancho de 850 mm.
- La altura es determinada por el diseñador, teniendo en cuenta como criterio principal la introducción del material en la máquina en estado estacionario. En este caso la altura de la máquina es de 700 mm.
- El largo también es determinado por el diseñador, teniendo en cuenta la distancia máxima a la que se puede estar ubicado el centro de masa del apero (la máquina) respecto al tractor por recomendación del fabricante. En este caso se tomó una longitud de 720 mm.

**2.4.2 Sistema de traslación y soporte.** Está compuesto por el enganche de los tres puntos, las ruedas, el rodillo nivelador y las columnas soporte. El enganche de los tres puntos se muestra en la figura 13, este se requiere para acoplar al tractor y permite que la trituradora sea tirada o suspendida.

Figura 13. Enganche de los tres puntos de la trituradora de eje horizontal



Las ruedas y el rodillo nivelador que se muestran en las figuras 14 y 15 respectivamente, soportan la máquina mientras ésta es tirada por el tractor.

Figura 14. Ruedas de la trituradora de eje horizontal

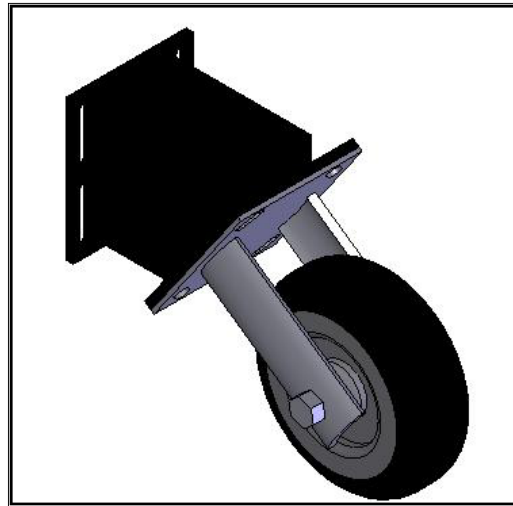
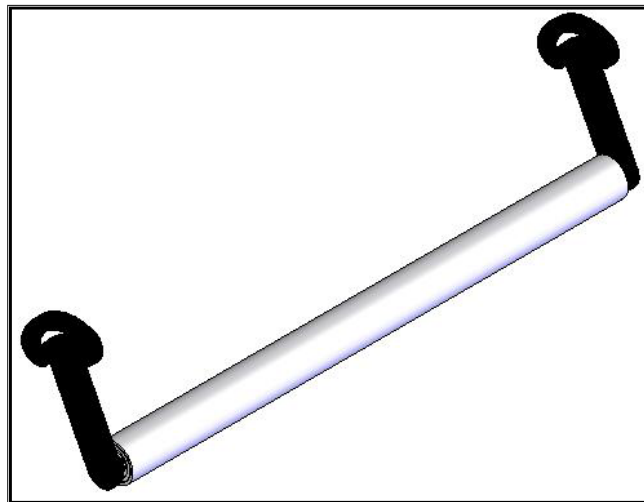


Figura 15. Rodillo nivelador



Las columnas soporte sirven para soportar la trituradora en condición estacionaria. En la figura 16 se muestran estos componentes en condición dinámica y en la figura 17 se muestran los componentes en condición estacionaria.

Figura 16. Componentes del sistema de traslación y soporte en condición dinámica

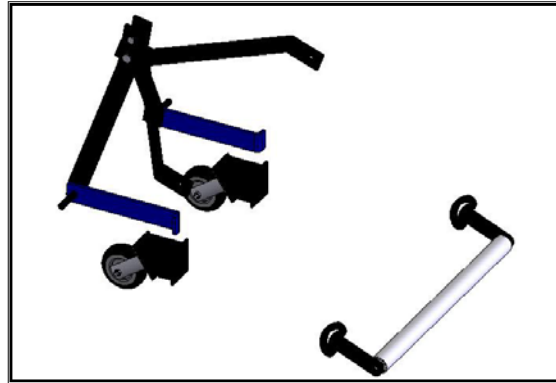
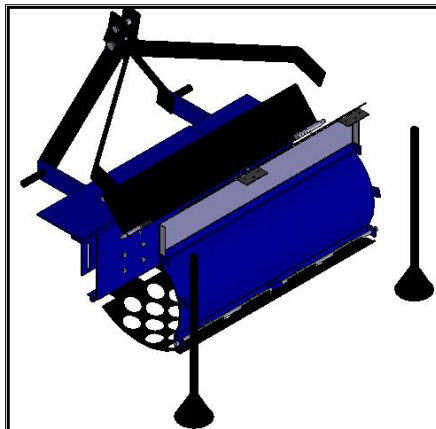


Figura 17. Componentes del sistema de traslación y soporte en condición estacionaria

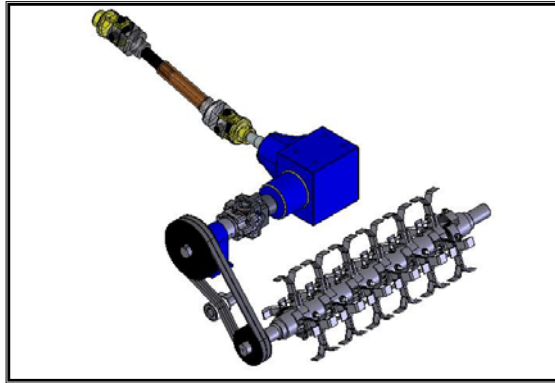


**2.4.3 Sistema de transmisión de potencia.** El sistema de transmisión de potencia a la máquina, específicamente al rotor se da a través de varios mecanismos para conseguir la velocidad necesaria en el elemento de trabajo (Ver figura 18). Estos mecanismos son:

- Cardán
- Transmisión de engranajes cónicos
- Acople

- Transmisión por bandas
- Rodamientos

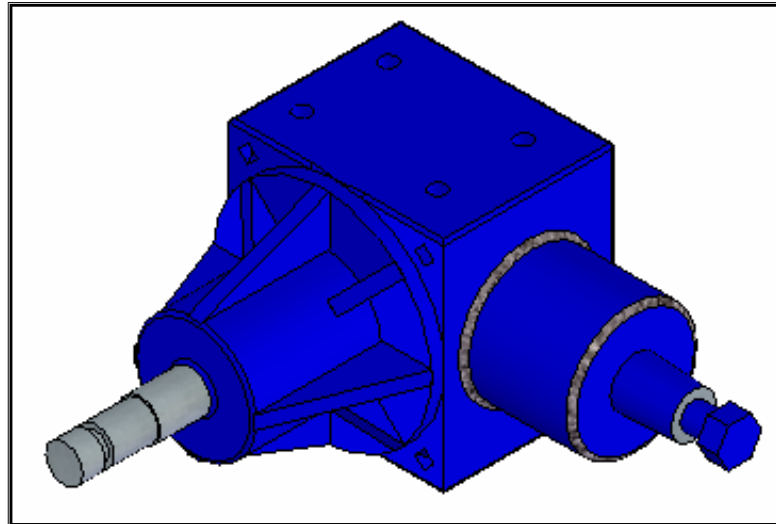
Figura 18. Sistema de transmisión de potencia



A continuación se aborda cada uno de los dispositivos, haciendo el respectivo análisis y descripción dentro del sistema.

- **Cardán.** La junta universal o cardán, permite transmitir potencia entre ejes no coaxiales y no alineados. Por ésta razón es fundamental su uso para la transmisión de potencia del toma de fuerza del tractor a las diferentes máquinas que pueden acoplarse a él. Entre los recursos con que cuenta Catay está un cardán, el cual es adaptado para acoplar la trituradora de eje horizontal al tractor.
- **Transmisión cónica.** En la trituradora de eje horizontal se emplea una transmisión por engranajes cónicos rectos, ya que se requiere transmitir la potencia a  $90^\circ$  respecto al eje de la toma del cardán. Aprovechando los recursos con que cuenta Catay, se emplea la transmisión cónica con que cuenta el cortamaleza de la sede (Ver figura 19).

Figura 19. Grupo cónico de la trituradora de eje horizontal

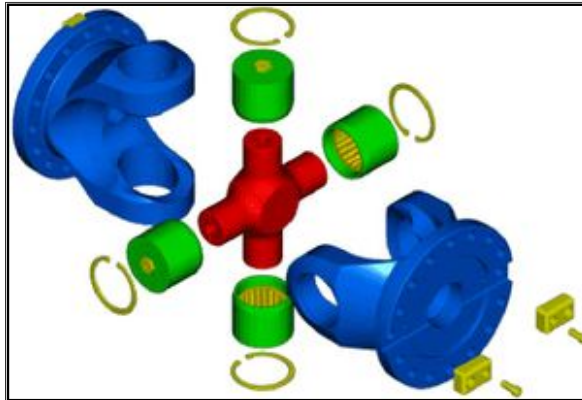


La velocidad del toma fuerza del tractor con la que se trabaja es la estándar, y tiene un valor de 540 rpm. La relación velocidades de los engranajes de la transmisión que se emplea es de 1:1.125, con la que se obtiene a la salida de la transmisión una velocidad de 607.5 rpm.

La transmisión de potencia entre engranajes posee una eficiencia entre 0.92 y 0.95. En este caso, para los cálculos se emplea una eficiencia de 0.92.

- **Acoples.** Un acoplamiento forma una conexión semipermanente entre dos ejes o árboles. Son de tres tipos principales: rígido, flexible e hidráulico. Para la trituradora, se usa un acople flexible tipo cardán perfectamente alineado para evitar variaciones en la velocidad angular, con el fin de transmitir la potencia del grupo cónico al eje que moverá la polea conductora (Ver figura 20).

Figura 20. Junta universal



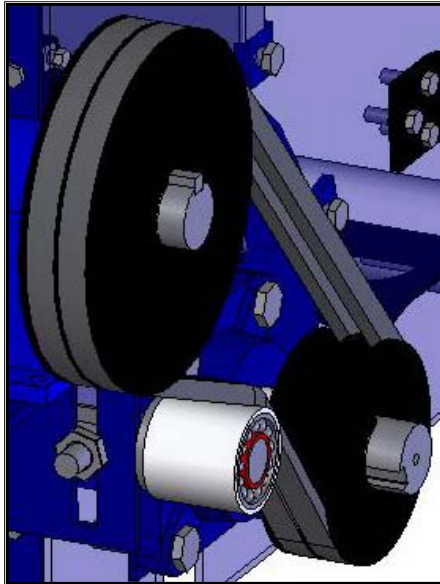
Fuente: Cardán-Wikipédia

- **Transmisión por bandas.** Las correas se utilizan para transmitir mediante un movimiento de rotación potencia entre ejes paralelos (Salida de transmisión cónica – Rotor), entre los cuales no es preciso mantener una relación exacta y constante, esto se debe al deslizamiento que se presenta entre la polea y la banda, característica deseada en este caso para absorber las vibraciones y choques que tienden a presentarse en funcionamiento.

En la figura 21 se muestran los componentes de la transmisión por correas en la trituradora de eje horizontal. Además de las poleas conductora y conducida, se posee una polea tensora cuya función como su nombre lo indica es tensionar la correa para mejorar la eficiencia de transmisión de la misma. La longitud de las bandas está determinada por la distancia entre centros y la dimensión de las poleas. La distancia entre centros está dada por la ubicación de los elementos en el bastidor y tiene un valor de 343 mm, y la dimensión de las poleas está dada por la relación de velocidades que se quiere conseguir; en este caso se requiere una relación de velocidades de 1.63. Por ésta razón, los diámetros de las poleas son de 203.2 mm para la polea conductora y 125 mm para la polea conducida. Con estos valores se obtiene una longitud de 1210 mm para las bandas.

La transmisión a través de una banda posee una eficiencia aproximada de 0.96. Para el cálculo de potencia útil en el rotor, se tiene en cuenta este factor y el número de bandas requeridas.

Figura 21. Transmisión por correas



- **Rodamientos.** Los cojinetes de contacto por rodadura se diseñan para soportar y ubicar los árboles o piezas rotatorias de las máquinas. Transfieren las cargas entre los elementos rotatorios y los estacionarios y permiten la rotación relativamente libre con un mínimo de fricción.

Para el apoyo de los elementos rotacionales de la máquina se busca seleccionar cojinetes de bolas de una hilera, debido a que soportan cargas radiales y de empuje (hasta  $2/3$  de la radial) y por su economía frente a los otros tipos de rodamientos.

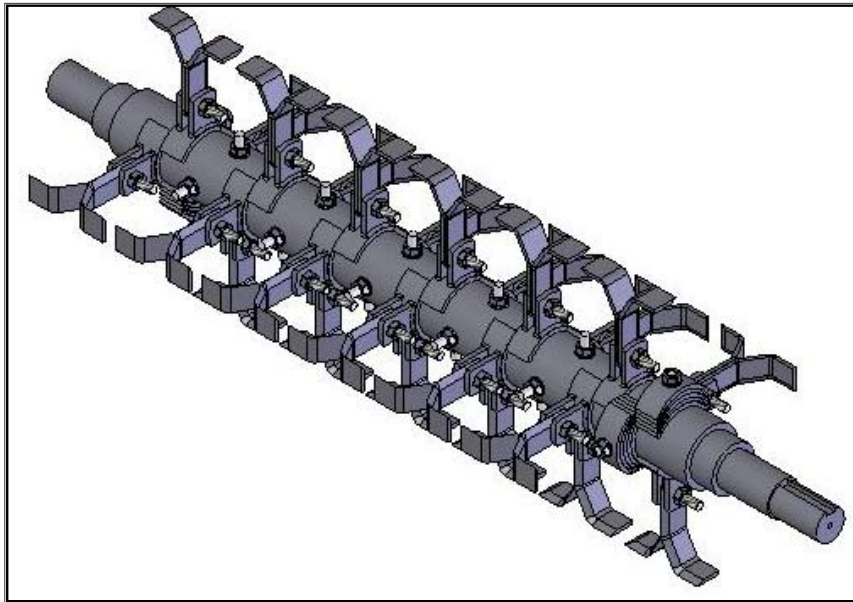
En total se requieren 6 rodamientos de bolas en la máquina, distribuidos de la siguiente forma:

- 2 rodamientos soportando el eje de transmisión del grupo cónico a la polea conductora.

- Se requieren 2 chumaceras (se llama así al conjunto rodamiento y carcasa), cuya carcasa será fijada al bastidor, con el fin de soportar el rotor.
- Dos rodamientos que permiten el movimiento del rodillo nivelador.

**2.4.4 Rotor.** El rotor puede considerarse como el elemento fundamental de la trituradora, ya que es este el que entra directamente a cumplir el objetivo de la misma. Está compuesto básicamente de un eje el cual gira a una determinada velocidad y unas cuchillas dispuestas en la periferia del mismo y que pivotan en su apoyo (Ver figura 22).

Figura 22. Vista isométrica del Rotor



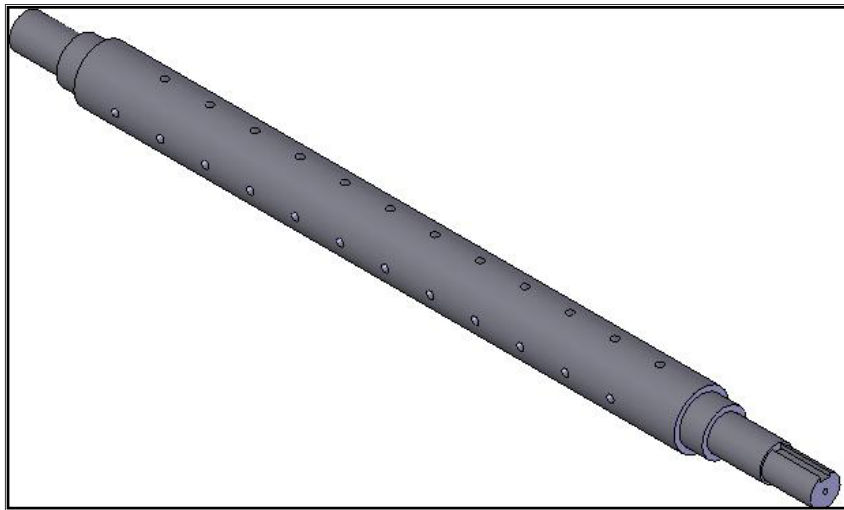
- **Eje.** La función del eje del rotor es la de soportar las cuchillas o elementos de corte y a su vez transmitirle el movimiento circular mediante su rotación. Por la naturaleza de su función, su selección va encaminada principalmente a su resistencia estructural y geometría en cuanto a la disposición de los martillos en este para lograr una configuración tal que disminuya la necesidad de altas velocidades de rotación del rotor para lograr

la ejecución óptima del trabajo. Bajo las consideraciones anteriores, se elige como eje una sección de tubo de acero de 2½” de diámetro nominal y cédula 80, se utiliza tubo con el fin de disminuir el peso innecesario en la máquina.

La longitud del eje depende del ancho de corte que se requiera, en este caso se tiene una longitud de tubo de 800 mm.

Además del tubo, se requiere de dos muñones que servirán como soporte del rotor sobre los rodamientos. Estos muñones se introducen en el tubo una longitud igual a la que sale del mismo y son soldados al mismo con un cordón periférico (Ver figura 23).

Figura 23. Eje rotor



• **Elementos de corte.** Las cuchillas, son los elementos que llevan a cabo el corte y la trituración del material vegetal, por lo tanto se pueden considerar como la parte fundamental del rotor. Hay muchos tipos de elementos utilizados en el mercado para esta labor. En la figura 24 se muestran varios de estos tipos de configuración.

Figura 24. Diferentes elementos de corte utilizados en las trituradoras de eje horizontal



Fuente: [www.eurokompozit.com.mk/agriculture](http://www.eurokompozit.com.mk/agriculture)

La selección de los elementos de corte, está dada principalmente por su resistencia al desgaste, por la agresividad a la que serán sometidos durante su labor. Por esto, se selecciona el acero antidesgaste FORA 400; además, se le aplica un cementado para aumentar aun más su resistencia al desgaste por las condiciones de trabajo a las que será sometido, proporcionándole mayor durabilidad. A continuación se presenta una tabla con las características principales de este acero:

Tabla 3. Propiedades del acero FORA 400

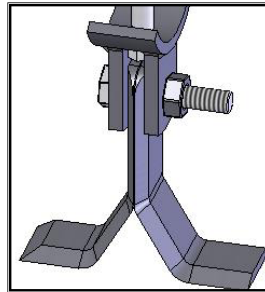
<b>COMPOSICIÓN QUÍMICA</b>							
C	Mn	P	S	Cr	Mo	V	B
0.16	1.6	0.02	0.01	1	0.4	0.08	0.004
<b>PROPIEDADES MECÁNICAS</b>							
Esfuerzo Fluencia		Esfuerzo tracción			Elongación		Charpy
1100 N/mm <sup>2</sup>		1350 N/mm <sup>2</sup>			10%		25 J
<b>DUREZA DEL MATERIAL</b>							
Dureza Nominal					360-440 HB		

Fuente: Cia. General de Aceros S.A

La forma y disposición de los elementos de corte, es también de gran importancia, ya que determinan la efectividad del proceso de trituración y calidad del corte del pasto que se efectúe en las zonas verdes.

En la figura 25 se presenta la forma de las cuchillas seleccionada.

Figura 25. Par de cuchillas



La disposición de los martillos en el eje rotor, es en espiral y su espaciamiento ha sido calculado previendo las características visuales del terreno, al llevar a cabo el proceso de corte sobre el mismo. El número de martillos empleados son 24. Esta cantidad determina la potencia consumida por la máquina y a su vez establece el dimensionamiento del eje rotor.

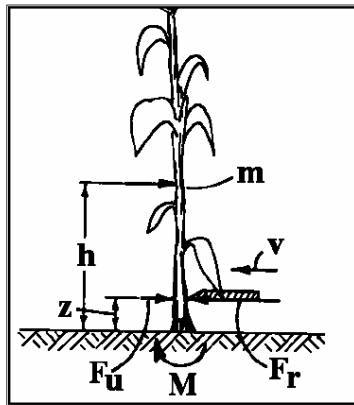
**2.4.5 Velocidad de giro del rotor.** La velocidad de giro del rotor, debe ser calculada teniendo en cuenta las dos condiciones en las cuales trabajará la máquina, ya que las circunstancias y los parámetros de funcionamiento son muy diferentes y requieren de un análisis particular.

- **Condición dinámica.** La función principal de la máquina en ésta condición es la de cortar el pasto. Para esto se deduce un modelo matemático para el corte del pasto, con el fin de determinar la velocidad mínima que se requiere para efectuar el corte del mismo. A continuación se presenta la deducción del modelo:

Para determinar la velocidad mínima de corte, se hacen toman ciertas consideraciones como lo son:

- A la altura del impacto, el tallo se mueve (Deflexión) una distancia equivalente a un diámetro (Del tallo) en la dirección del corte.
- El tiempo de corte es equivalente al lapso que dura la cuchilla en desplazarse una distancia igual a dos veces el diámetro.
- La masa de la planta es acelerada en proporción a la velocidad de corte.
- La fuerza de corte es constante durante la acción de corte

Figura 26. Acción de las fuerzas que actúan en el impacto de corte



Fuente: Acta agriculturae slovenica, 83 - 1, junio2004, Pág. 142

Al aplicar la sumatoria de momentos en la base de la planta se tiene que:

$$\sum m_0 = 0$$

$$F_r z - F_u z - m a_{cg} h = 0 \quad \text{(Ecuación 1)}$$

Donde:

$F_r$ , es la fuerza por la resistencia al corte

$F_u$ , es la fuerza resultado de la deflexión

$a_{cg}$ , es la aceleración del centro de gravedad de la planta

$z$ , es la distancia respecto al suelo a la que se aplica la fuerza de corte

$h$ , es la distancia a la que se encuentra el cg respecto al suelo

Al despejar  $a_{cg}$  de la ecuación 1

$$a_{cg} = \frac{z(F_r - F_u)}{mh} \quad (\text{Ecuación 2})$$

Haciendo el respectivo análisis dinámico, partiendo de que la velocidad inicial es cero, se deduce que:

$$a_{cg} = \frac{V_{cg}}{t}$$

$$t = \frac{2d}{V_z} \quad (\text{Ecuación 3})$$

$$\frac{V_z}{z} = \frac{V_{cg}}{h}$$

$$V_{cg} = \frac{V_z h}{z} \quad (\text{Ecuación 4})$$

Reemplazando en la ecuación 2, las relaciones 3 y 4

$$\frac{\frac{V_z h}{z}}{\frac{2d}{V_z}} = \frac{z(F_r - F_u)}{mh}$$

Al simplificar ésta relación se obtiene que la velocidad mínima de corte debe ser

$$V_z = \frac{z}{h} \sqrt{\frac{2d(F_r - F_u)}{m}} \quad (\text{Ecuación 5})$$

Donde:

$$F_r = \tau A_t \quad (\text{Ecuación 6})$$

$$F_u = \frac{3\pi E d^5}{4z^3} \quad (\text{Ecuación 7})$$

Para el cálculo de las diferentes variables geométricas se tomaron muestras de Catay y se hicieron distintas mediciones para estimar un diámetro promedio representativo, y la altura que alcanza el pasto en la zona. De ésta forma se obtuvieron los siguientes valores:

$$d = 3 \text{ mm}$$

$$h = 50 \text{ mm}$$

Para determinar la masa se estima la densidad del pasto, midiendo la masa y el volumen de una muestra de pasto. Esto se llevó a cabo en los laboratorios de química de la UIS. A continuación se presentan los resultados obtenidos:

Tabla 4. Resultados de las mediciones de densidad del pasto

<b>Muestra</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	
<b>m</b>	0,2744	0,0531	0,079	0,1008	0,068	g
<b>Volumen</b>	0,38	0,1	0,12	0,18	0,2	ml
<b>Densidad</b>	0,72	0,531	0,658	0,56	0,340	g/ml
	722	531	658	560	340	Kg/m <sup>3</sup>

Para el calculo de la velocidad se aplicará el valor promedio de la densidad,  $\rho = 562 \text{ Kg/m}^3$ .

Para estimar las propiedades mecánicas, se asumen las propiedades mecánicas de una planta de papa

Resistencia máxima al corte ( $\tau$ ): 2.07 MPa

Modulo de Young (E): 51.23 MPa

Conocidos todos los valores necesarios, se procede a calcular la velocidad de corte mínima requerida:

Tabla 5. Datos para el cálculo de la velocidad mínima de corte de pasto

Fr	14,63	N
Fu	1,09	N
z	0,03	m
d	0,003	m
m	0,00040	Kg
h	0,05	M
E	51230000	N/m <sup>2</sup>
ρ	562	Kg/m <sup>3</sup>
A <sub>t</sub>	7,07E-06	m <sup>2</sup>
I	3,98E-12	m <sup>4</sup>
V	7,07E-07	m <sup>3</sup>
τ	2070000	N/m <sup>2</sup>
<b>V</b>	<b>8,58</b>	<b>m/s</b>

Teniendo la velocidad mínima requerida, se procede a calcular la velocidad angular del rotor requerida para efectuar la labor.

$$\omega = V/R_{cg}$$

$$V = 8.58 \text{ m/s}$$

V, Velocidad mínima para el corte

$$R_{cg} = 100.94 \text{ mm}$$

R<sub>cg</sub>, Distancia del eje de rotación al centro de masa de la cuchilla

$$\omega = 85.8 \text{ rad/s}$$

ω, Velocidad angular requerida en el rotor.

De ésta forma se establece que la máquina en condición dinámica requiere una velocidad mínima de rotación de *820 rpm*.

- **Condición estacionaria.** La velocidad de giro del rotor en ésta condición, se determina calculando la energía necesaria para la trituración de restos vegetales en condiciones críticas. Para determinar estas condiciones, se analizó el estado del terreno y se asumieron como críticas la trituración de ramas de 7 mm de diámetro de la sección transversal. Para simular las condiciones de trabajo, se realizaron pruebas de tenacidad a diferentes tipos

de maderas típicas en la región, para encontrar la energía necesaria para su rotura y posteriormente hacer el cálculo de la velocidad del rotor.

➤ **Prueba de tenacidad en maderas.** Por medio de la prueba de tenacidad en maderas se puede saber cuanta energía es necesaria para romper probetas estándar de madera. Para este caso particular, se seleccionaron las siguientes clases de madera:

- Abarco
- Sapán
- Guayacán

Las pruebas se realizaron en una máquina universal AMSLER tipo 4 DBZF120 para ensayos de maderas del laboratorio de resistencia de materiales de la escuela de ingeniería civil de la Universidad Industrial de Santander, como puede observarse en la figura.

Figura 27. Máquina universal AMSLER tipo 4 DBZF120.



La prueba consiste en ubicar la probeta en un par de apoyos fijos, dejando caer un péndulo de características definidas desde la posición más alta para que se produzca la rotura de la probeta. Después de haber roto la probeta, el

péndulo experimenta una pérdida de energía potencial (ya que gasta una cantidad de esta en romperla). Midiendo esta diferencia de alturas, es posible saber cuánta energía es la necesaria para hacer fallar la madera.

En la figura 28a se observan las probetas normalizadas de las clases de madera seleccionadas. La figura 28b muestra la ubicación de la probeta en el equipo. En la figura 28c se puede ver el equipo en la posición inicial antes de romper la probeta. En la figura 28d aparece la probeta después de recibir el impacto.

Figura 28. Secuencia de la prueba de impacto



a)



b)



c)



d)

Los resultados de la prueba de impacto se presentan a continuación:

Tabla 6. Resultados de la prueba de tenacidad en maderas.

<b>Madera:</b>		<b>Abarco.</b>			
<b>No de probeta.</b>	<b>b (mm)</b>	<b>h (mm)</b>	<b>Largo (mm)</b>	<b>Energía de Rotura (kg.m)</b>	<b>Resistencia al impacto (Kg.m/cm<sup>2</sup>).</b>
1	20	18	299	2.7	0.75
2	19.5	18	298	2	0.57
3	20	18	300	2.8	0.778
4	18	19	298	3.18	0.93
<b>Madera:</b>		<b>Sapán.</b>			
<b>No de probeta.</b>	<b>b (mm)</b>	<b>h (mm)</b>	<b>Largo (mm)</b>	<b>Energía de Rotura (kg.m)</b>	<b>Resistencia al impacto (Kg.m/cm<sup>2</sup>).</b>
1	19.5	20,5	294	3,7	0,926
2	20	19,8	298	3,7	0,934
3	19,5	19,2	296	3,4	0,908
4	20	20	300	4,6	1,150
<b>Madera:</b>		<b>Guayacán.</b>			
<b>No de probeta.</b>	<b>b (mm)</b>	<b>h (mm)</b>	<b>Largo (mm)</b>	<b>Energía de Rotura (kg.m)</b>	<b>Resistencia al impacto (Kg.m/cm<sup>2</sup>).</b>
1	20	19,8	298	5,8	1,465
2	20,1	20,1	299	4,2	1,040
3	18,5	19,5	294	4,2	1,164
4	19,8	18,2	295	5,55	1,540

➤ **Energía de rotura de maderas.** Después de realizada las pruebas de tenacidad a las maderas más comunes de la región, se procede a calcular la energía de rotura de ramas de 7 mm de diámetro, obteniendo así los siguientes resultados:

Tabla 7. Energía de rotura en distintos tipos de madera

<b>Madera</b>	<b>Energía de rotura promedio (J)</b>
Abarco	2,9
Sapán	3,7
Guayacán	4,9

Como se observa en la tabla, la madera que más energía requiere para su rotura es el guayacán; sin embargo, el tipo de madera que más se asemeja a los restos vegetales del centro recreacional es el abarco. Por ésta razón, el cálculo de la velocidad del rotor estará basado en las condiciones de trituración del abarco.

De esta forma aplicamos la siguiente formula, que es el resultado de igualar la energía de la cuchilla y la energía de rotura del abarco:

$$\omega = \sqrt{\frac{2E}{md^2}} \quad \text{(Ecuación 8)}$$

Donde:

E (Energía de rotura de una rama de guayacán de 8 mm de diámetro) = 2.9 J

m (Masa de la cuchilla) = 137 g

d (Distancia del centro de masa del martillo respecto al eje del rotor) =10 cm

Al reemplazar los valores en la ecuación, obtenemos una velocidad angular del rotor de 63.8 rad/s que equivalen aproximadamente a 610 RPM.

**2.4.6 Potencia requerida por la trituradora de eje horizontal.** La potencia requerida por la máquina, es diferente en cada condición de trabajo, por lo tanto el cálculo de la potencia se hace para cada condición.

- **Condición Dinámica.** En ésta condición, la potencia puede ser calculada por la relación,

$$N = T \cdot \omega \quad \text{(Ecuación 9)}$$

Donde:

$$T \text{ (torque)} = n \cdot F \cdot D$$

$$n \text{ (número de cuchillas)} = 12$$

$$F \text{ (Fuerza de corte)} = 14.6 \text{ N}$$

$$D \text{ (Distancia al apoyo de la cuchilla)} = 62 \text{ mm}$$

$$\omega \text{ (Velocidad angular)} = 85.8 \text{ rad/s}$$

Se obtiene así que la Potencia consumida en condición dinámica es de

$$N = 927 \text{ W}$$

- **Condición estacionaria.** La potencia requerida por la máquina, es función de la energía necesaria para efectuar el trabajo y la velocidad a la que lo realice. De ésta forma, se puede expresar la potencia (N) como:

$$N = \frac{\Delta E}{\Delta t} \quad \text{(Ecuación 10)}$$

Esta expresión en el caso de la trituradora, indica el delta de energía que entregan los martillos durante la trituración del material en el tiempo que la efectúe. Para este caso en específico, se analiza la condición extrema en la cual todos los martillos están trabajando, y se toma el tiempo que requiere una revolución a la velocidad de régimen del rotor.

La potencia consumida es entonces función del número de martillos del rotor que estén trabajando, por tanto el dimensionamiento del rotor debe ser hecho

teniendo en cuenta la potencia con que cuenta el tractor, además del material a triturar.

Para un rotor que consta de 24 martillos (pares de cuchilla) se obtienen los siguientes datos:

Energía consumida por abarco: 137 J

Tiempo en segundos para efectuar una revolución: 0.1s

Por lo tanto, la potencia requerida para efectuar el trabajo es: **1.37 Kw.**

## **2.5 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA UTIL DEL TRACTOR PARA EL ACCIONAMIENTO DE MÁQUINAS**

Hay muchas máquinas empleadas para la manutención del terreno, entre las que están las cortadoras giratorias, específicamente la trituradora de eje horizontal, que es el apero de interés en este proyecto; sin embargo, estas no tienen sentido si no se tiene en cuenta la fuente de potencia para su accionamiento. En la actualidad, prácticamente toda la potencia de campo proviene de motores de combustión interna y la mayoría de estos motores están montados en tractores (Ver figura 29), por tanto su conocimiento y análisis son de vital importancia para la implementación de cualquier apero en el trabajo de campo.

Figura 29. Tractor Agrícola de Catay (MITSUBISHI D 2300 FD)



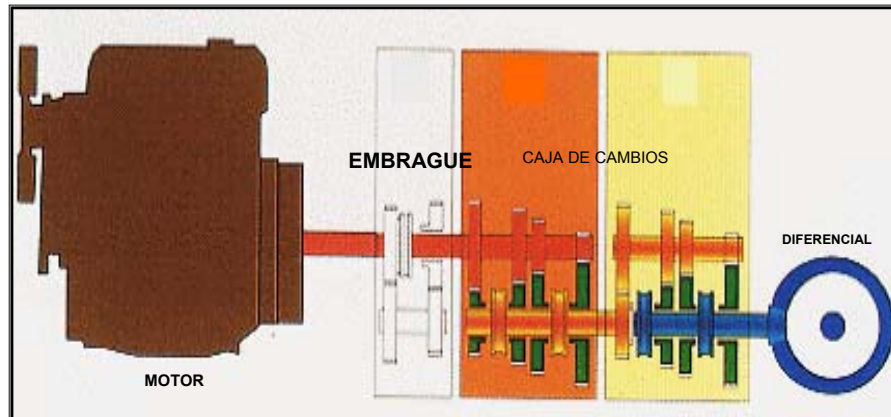
**2.4.1 Aplicación y control de potencia del tractor.** El tractor es una máquina agrícola motorizada para arrastre o acoplamiento de otras máquinas que no poseen su propio elemento propulsor. Para cumplir su propósito, la potencia del motor se transmite a tres lugares principales dentro del tractor, estos son: órganos de propulsión, toma de fuerza y el sistema hidráulico.

- **Transmisión a los órganos de propulsión.** Las partes principales o conjuntos, que transmiten la potencia del motor a los órganos de propulsión son: El embrague, la caja de cambios, el diferencial y los engranajes propulsores finales.

➤ **El embrague.** La misión del embrague es conectar o desconectar el movimiento de giro del cigüeñal a la caja de cambios Ver figura 30. Cuando no se actúa sobre el pedal del embrague, lo que es su posición normal, el movimiento del motor se transmite a la caja de cambios. Al pisar el pedal, el embrague deja de transmitir dicho movimiento. Por tanto el embrague es el elemento encargado de transmitir la potencia del motor a voluntad del conductor. Mecánicamente el embrague se puede considerar, como un transmisor de par motor a un régimen de giro.

Las características que debe tener todo embrague deben ser tales que su diseño permita que su trabajo sea progresivo y elástico, para que el movimiento no se transmita bruscamente o a tirones, y que absorba las variaciones de par del motor. En general, los tractores usan embragues del tipo de fricción; depende del rozamiento de dos piezas principales. Una es la pieza de mando o impulsora que está conectada o forma parte del volante, y la otra es la pieza impulsada que está unida a la flecha que transmite el trabajo útil a la caja de cambios.

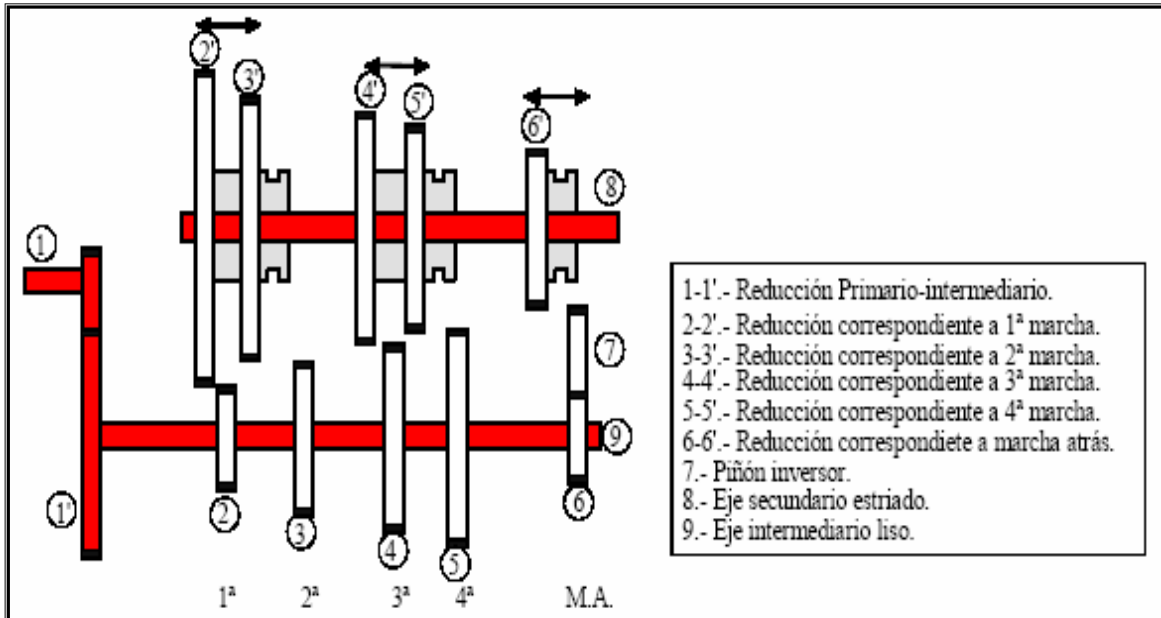
Figura 30. Transmisión de un tractor desde el embrague hasta el diferencial



Fuente: Elementos de máquina. [http:// www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano](http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano)

➤ **Caja de cambios.** La función de la caja de cambios, es permitir modificar las parejas de valores de fuerza y velocidad, adaptando el tractor a las diferentes necesidades que se presentan durante su uso. En esencia consiste en: Un eje primario que a través del embrague transmite el giro del motor mediante un piñón, engranado constantemente con otro que mueve un eje denominado intermediario. Un eje intermediario en el que hay varios engranajes fijos a él, con distintos tamaños que transmiten el movimiento a otros situados en el eje secundario, de manera que nunca haya más de una pareja actuando simultáneamente. Un eje secundario, paralelo al eje primario, estriado en toda su longitud sobre el que pueden deslizarse engranajes, en cuyo centro llevan un manguito estriado cuyas estrías coincidan con las del eje secundario, con lo que entre ambos sólo hay un grado de libertad y el usuario los puede mover adelante y atrás con la palanca de mando del cambio. Dichos engranajes forman parejas de transmisión con los del eje intermediario. A la relación entre el radio del engranaje del intermediario y el del secundario se le llama relación de transmisión. Para moverse el tractor hacia atrás, se emplea un engranaje intermedio, que invierte el giro del eje secundario y con él el de las ruedas del tractor (Ver figura 31).

Figura 31. Esquema de una caja de cambios

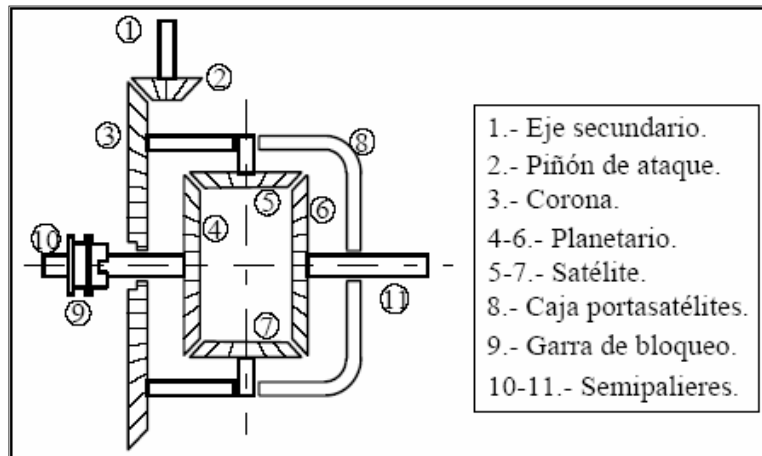


Fuente: Elementos de máquina. [http:// www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano](http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano)

➤ **El diferencial.** El mecanismo diferencial es un tren planetario de piñones cónicos cuya misión es permitir velocidades de giro distintas en las ruedas motrices del tractor cuando éste toma una curva. El funcionamiento es el siguiente:

El movimiento es transmitido desde el piñón de ataque a la corona, y mientras el vehículo marcha en línea recta, los dos palieres de las ruedas motrices giran a la misma velocidad. En esta situación, los satélites no giran, sirviendo solamente de enlace para transmitir el movimiento a los palieres a través de los planetarios. Al tomar una curva, los satélites empiezan a girar, con lo cual la rueda del interior de la curva gira más despacio y la del exterior más deprisa, variando ambas en la misma magnitud (Ver figura 32).

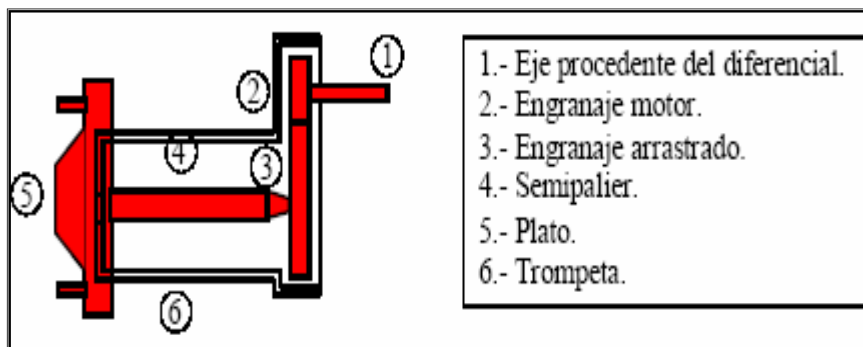
Figura 32. Esquema de un diferencial



Fuente: Elementos de máquina. [http:// www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano](http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano)

➤ **Engranajes propulsores finales.** Como el tractor se usa principalmente para trabajo pesado, a poca velocidad, se necesita reducir mucho la velocidad antes de que se aplique finalmente a las ruedas. Por tanto, los tractores cuentan con semiejes que tienen como misión llevar movimiento desde el diferencial al plato en el que va sujeta la rueda. Cada semieje consta de dos semipalieres, uno de cuyos extremos va conectado al diferencial y el otro con el plato, ya que normalmente, entre ambos, se intercala el tren de engranajes de reducción final. Semipalieres y reducción final, van alojados en una pieza envolvente, normalmente de fundición, llamada trompeta (Ver figura 33).

Figura 33. Esquema de semieje trasero con reducción convencional



Fuente: Motores y maquinaria agrícola. [http:// www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano](http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano)

- **Transmisión a la toma de fuerza.** La toma de fuerza tiene la misión de transmitir potencia a máquinas accionadas por el propio tractor. Las medidas del elemento de conexión exterior de la toma de fuerza están normalizadas a nivel internacional, siendo fijos la longitud, el diámetro, el tamaño de las estrías y su posición en el tractor, lo que facilita a los fabricantes de máquinas accionadas por la toma de fuerza adapten sus máquinas y se puedan acoplar a cualquier tractor. La toma de fuerza recibe el accionamiento de tres formas diferentes:

- Dependiente del eje primario de la caja de cambios a través del embrague.
- Semidependiente mediante un embrague de disco doble.
- Independiente para lo cual lleva un embrague propio.

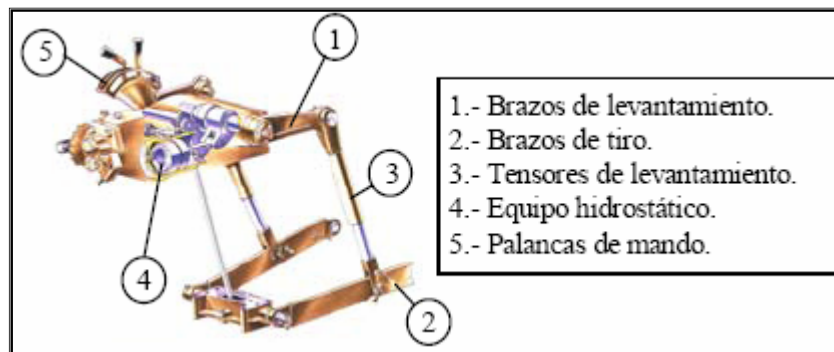
En todos los casos la toma de fuerza dispone de una palanca de manejo que sirve para conectar su accionamiento. La mayoría de los tractores van equipados con una toma de fuerza cuya velocidad de giro cuando el motor gira al régimen correspondiente al máximo par, es de 540 rpm, y tienen una conexión exterior con seis estrías anchas (Ver figura 34). Otros tractores además de la anterior, presentan otra toma de fuerza, que gira a 1000 rpm y que presenta veintiuna estrías estrechas, y hay tractores con los dos tipos indicados.

Figura 34. Toma de fuerza de un tractor



- **Sistema hidráulico.** Para acoplar al tractor los aperos agrícolas suspendidos y semisuspendidos se emplea el elevador hidráulico. El elevador hidráulico baja el apero a la posición de trabajo y lo levanta a la posición de transporte, por lo que facilita la maniobrabilidad, aumenta la carga sobre las ruedas motrices, y facilita el transporte de aperos. Tiene dos partes, el enganche a los tres puntos y el equipo hidrostático (Ver figura 35).

Figura 35. Esquema de un sistema hidráulico



Fuente: Motores y maquinaria agrícola. [http:// www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano](http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano)

- **Enganche a los tres puntos.** El enganche a los tres puntos se compone de dos brazos de tiro rígidos unidos al tractor mediante sendas rótulas colocadas en uno de sus extremos, y en el otro extremo llevan sus correspondientes rótulas para el enganche del apero. Los brazos de tiro se unen a tensores de levantamiento que pueden alargarse o acortarse y estos a su vez son tirados por dos brazos de levantamiento muy robustos, sobre los que actúa el pistón del elevador. Una barra extensible denominada tercer punto, unida mediante una rótula al bastidor del tractor y en su otro extremo lleva otra rótula para el enganche del apero. La extensibilidad de este tercer punto se consigue mediante un tubo central con dos tuercas con pasos. Por último el enganche a los tres puntos lleva desde los brazos de tiro al bastidor del tractor dos tensores laterales que tienen por misión evitar desplazamientos laterales de los aperos enganchados.

- **Equipo hidrostático.** El equipo hidrostático del elevador consta de:
  - Un depósito de aceite que debe contener un volumen de 2 a 2'5 veces el caudal de la bomba expresado en l/min.
  - Una bomba hidrostática, que aspira el aceite del cárter a través de un filtro y lo impulsa a las tuberías.
  - Una válvula limitadora de presión que regula la presión máxima del aceite en el circuito.
  - Un distribuidor manual del tipo ¾ (tres posiciones y cuatro vías).
  - Un regulador de caudal para controlar la velocidad de descenso.
  - Un pistón de simple efecto de gran diámetro.
  - Una biela solidaria a los brazos del elevador que recibe la acción del vástago del pistón en el denominado bulón de empuje.

Al alcance del tractorista se sitúan dos palancas, la palanca principal de mando y la palanca de control de carga y profundidad. La primera sirve para variar la posición del distribuidor para hacer subir o bajar los aperos, la segunda para el control de carga y profundidad, y actúa sobre una varilla que une el sensor del control de carga con el distribuidor.

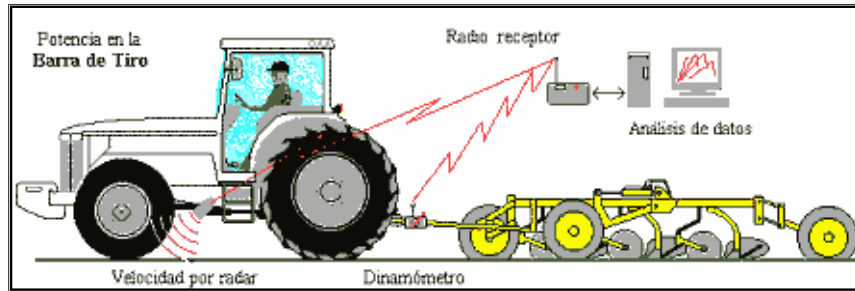
**2.4.2 Balance de potencias del tractor.** La potencia del motor de un tractor está dada por la siguiente expresión:

$$N_m = N_b + N_{TF} + N_h + N_\rho + N_\sigma + N_\alpha \quad (\text{Ecuación 11})$$

Cada uno de los términos dentro de la expresión corresponde a una forma en que puede aplicarse la potencia del motor del tractor durante una labor determinada.

- **Potencia de la barra.** Esta es la potencia con que cuenta un tractor para traccionar un apero a una velocidad determinada (Ver figura 36).

Figura 36. Ensayo de la potencia a la barra



Fuente: <http://www.agronegocios.com.py/rural/agroindustria>

Está dada por la expresión

$$N_b = T * V_r \quad \text{(Ecuación 12)}$$

Donde:

T = fuerza de tracción

$V_r$  = velocidad real del tractor

• **Potencia en el toma de fuerza.** Es la potencia con la que cuenta el tractor para accionar un apero o máquina con la toma de fuerza (Ver figura 37). Esta dada por la expresión

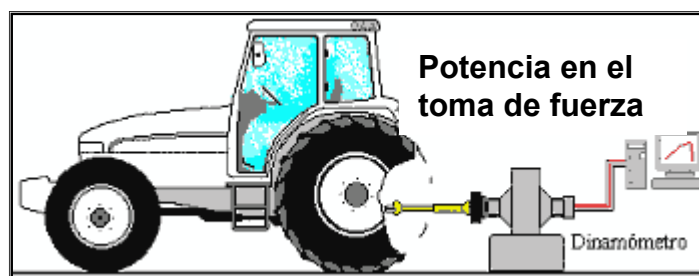
$$N_{TF} = M_{TF} * n_{TF} \quad \text{(Ecuación 13)}$$

Donde:

$M_{TF}$  = par en la toma de fuerza

$n_{tf}$  = régimen de la toma de fuerza

Figura 37. Ensayo de potencia en la toma de fuerza



Fuente: <http://www.agronegocios.com.py/rural/agroindustria>

- **Potencia del hidráulico.** Esta es la potencia consumida por el sistema hidráulico al estar actuando el enganche de tres puntos del tractor con un apero, ya sea suspendido o semisuspendido. La expresión que determina el consumo de potencia del sistema hidráulico es la siguiente:

$$N_h = \frac{P * Q}{\eta_v * \eta_m} \quad \text{(Ecuación 14)}$$

Donde:

P = presión del aceite

Q = caudal de aceite

$\eta_v$  y  $\eta_m$  = rendimientos mecánico y volumétrico de la bomba.

- **Potencia en la rodadura.** Como su nombre lo indica, esta es la potencia consumida por la resistencia a la rodadura, está dada por la expresión:

$$N_\rho = R * V_r \quad \text{(Ecuación 15)}$$

Donde:

R = fuerza de rodadura

$V_r$  = velocidad real del tractor

- **Potencia perdida en el resbalamiento.** Esta potencia es la que se gasta en el patinamiento que sufren las ruedas del tractor dependiendo de las características del suelo y de las llantas entre otros factores. La expresión que representa la potencia que se consume es:

$$N_\sigma = \frac{U * V_r * \sigma}{(1 - \sigma)} \quad \text{(Ecuación 16)}$$

Donde:

U = fuerza periférica

$\sigma$  = Coeficiente de resbalamiento

- **Potencia empleada en pendientes.** Esta potencia hace referencia a la energía adicional que requiere cualquier sistema inercial para desplazarse a través de una superficie con una determinada pendiente.

$$N_{\alpha} = P * \text{sen}\alpha * V_r \quad (\text{Ecuación 17})$$

Donde:

P = peso del tractor

$\alpha$  = pendiente del terreno

Asignando las potencias correspondientes a cada uno de los tres sistemas del tractor en los que el motor aplica su potencia, se observa claramente la potencia atribuida al sistema hidráulico y a la toma de fuerza. Las demás son el resultado de la acción de los órganos propulsores del tractor.

**2.4.3 Cálculo de la potencia útil para la trituradora de eje horizontal.** La potencia útil que ofrece el tractor para el accionamiento de un apero determinado, depende las condiciones bajo las que trabaje; ya que hay muchos factores que influyen en el consumo de potencia, y que afectarán el balance de energía que se hace para calcular la potencia efectiva con que se cuenta. Por esto, del cálculo y la estimación de ciertos parámetros que cuantifican estos factores depende la precisión del cálculo de la potencia útil del tractor.

- **Parámetros que intervienen en el consumo de potencia.** Los parámetros que intervienen en el consumo de potencia, se relacionan en su mayoría con las características y condiciones del terreno y el trabajo del tractor en el mismo. Su estimación es muy importante para el cálculo de cargas necesarias para la valoración de la potencia.

➤ **Parámetros característicos del terreno.** El estudio de las características y condiciones del terreno, influyen en gran medida en el

consumo de potencia. Por esto, hay que conocer sus parámetros para el balance energético del tractor. Algunos de estos parámetros son:

- Coeficiente de rodadura ( $\rho$ ): Este factor es la relación de la resistencia a la rodadura (R) y la carga normal sobre el terreno.
- Coeficiente de adherencia ( $\mu$ ): Es la relación entre la fuerza periférica de la rueda (U) y la carga normal que ejerce la misma sobre el terreno.

El cálculo de estos coeficientes, no es sencillo, ya que son función de muchas variables que dependen de las características y condiciones del terreno y del tractor. Sin embargo, Estos coeficientes  $\rho$  y  $\mu$  han sido estudiados para diversos tipos de rodadura (Neumáticos y cadenas) y suelos en diferentes condiciones ofreciendo los siguientes valores:

Tabla 8. Coeficientes de rodadura y adhesión en diferentes condiciones

TIPO DE SUELO	NEUMATICOS		CADENAS	
	$\rho$	$\mu$	$\rho$	$\mu$
<b>Pista de hormigón seca</b>	0.02-0.03	0.87-1.12	-----	-----
<b>Camino de tierra:</b>				
<b>suelo seco</b>	0.05	0.85	0.06	1.31
<b>apelmazado</b>		0.75		1.06
<b>Suelo agrícola seco</b>	0.06-0.08	0.58-0.71	0.07	0.92
<b>Suelo agrícola húmedo</b>	0.1	0.7		
<b>Suelo limoso húmedo</b>	0.2	0.35	0.1	0.75
<b>Arena suelta seca</b>	0.35	0.2	0.2	

Fuente: Motores y maquinaria agrícola. [http:// www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano](http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano)

Para el caso del centro recreacional CATAY, se trabajó como un suelo agrícola seco, por tanto para el cálculo de las cargas de rodadura y la fuerza de periferia se tiene que  $\rho = 0.08$  y  $\mu = 0.71$ .

➤ **Parámetros propios del tractor y de la zona en que desempeña la labor.** Aparte del terreno, el estudio de los parámetros del tractor y su labor, son de gran importancia al momento de estimar la potencia útil del mismo. Estos parámetros son:

- Peso del tractor y sus implementos (P): Este parámetro se puede considerar fijo para el análisis. Su valor se puede encontrar en catálogos, que para este caso equivale a 955 Kg.

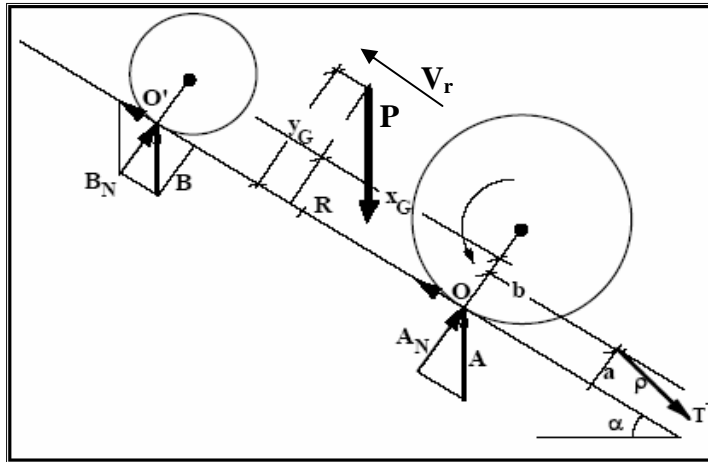
- Velocidad de trabajo ( $V_r$ ): Depende del tipo de labor que este efectuando. En el caso de la trituradora de eje horizontal a diseñar, su trabajo estará limitado a la condición de trituradora estacionaria,  $V_r = 0$  Km/h, y a la de trituración de maleza o corte de grama del terreno,  $V_r = 5$  Km/h.

- Topografía del terreno (Pendiente ( $\alpha$ )): El terreno en general, se puede considerar plano, con pendientes máximas de trabajo de 9% (Valor estimado); sin embargo, presenta ciertas irregularidades con pendientes de consideración, en las que la trituradora no efectuará trabajo alguno.

- Forma de transporte del apero (Arrastrado o suspendido): La trituradora, aunque estará unida al tractor por el enganche de tres puntos, realizará su labor por arrastre, por lo que el sistema hidráulico trabajará “descansado”. Para estas condiciones, se asumen las siguientes condiciones: una presión de perdida de 150 psi, un caudal de 5.3 gpm (Ver anexo C), y eficiencias volumétricas y mecánicas de 0.8 y 0.9 respectivamente

- **Condiciones de trabajo de la trituradora de eje horizontal para la estimación de potencia útil.** Para la estimación de la potencia útil del tractor, conocidos todos los parámetros a tener en cuenta para su cálculo, se deben tener en cuenta las condiciones extremas en las que trabajará la trituradora. Para eso hace un diagrama de cuerpo libre del sistema y se analizan los parámetros variables según la situación (Ver figura 38).

Figura 38. Diagrama de cuerpo libre del tractor



Fuente: Motores y maquinaria agrícola. [http:// www.uclm.es/profesorado/porrasyoriano](http://www.uclm.es/profesorado/porrasyoriano)

Los parámetros que permanecen constantes para el análisis de las diferentes condiciones son:

Tabla 9. Parámetros constantes en todas las condiciones del sistema

Coefficiente de adherencia	$\mu$	0,71	
Coefficiente Rodadura	$\rho$	0,08	
Peso tractor	P	955	Kg
Peso total del apero	$P_{\text{apero}}$	270	Kg
Gravedad	g	9,81	$\text{m/s}^2$
Potencia tractor		27	Hp
Factor incertidumbre		0,75	

En la tabla se observa un parámetro llamado factor de incertidumbre. Este parámetro se multiplica por la potencia nominal del tractor, para obtener un valor menor al nominal que es resultado del uso y estado actual del tractor; es decir, actúa como eficiencia del tractor.

➤ **Condición estacionaria de la trituradora.** En ésta condición, la trituradora es accionada por el toma fuerza del tractor el cual se encuentra detenido. Esta situación es la más frecuente, ya que las condiciones de la vegetación del centro recreacional, hace que permanentemente se recojan

grandes cantidades de hojas secas y ramas, las cuales deben ser trituradas para el posterior proceso de compostaje.

Bajo este estado, tenemos la mayor cantidad de potencia disponible en la toma de fuerza, ya que la mayor parte de los parámetros variables que consumen potencia, no actúan. De este modo tenemos que:

Tabla 10. Datos del sistema en condición estacionaria

Coefficiente de resbalamiento	$\sigma$	0	
Pendiente	$\alpha$	0	°
Velocidad	$V_r$	0	Km/h
Fuerza normal (tractor)	B	955	Kg
Fuerza normal (Apero)		270	Kg
Factor incertidumbre		0,75	

Como se puede observar en la tabla, la velocidad es 0, por lo que el coeficiente de resbalamiento igualmente se hace 0, al no tener sentido si no hay movimiento del tractor. De esta forma el balance de potencia queda así:

Tabla 11. Balance de potencias en estado estacionario

<b>Nb = Potencia de la barra</b>	<i>0 W</i>
<b>Ntdf = Potencia disponible en la toma de fuerza</b>	<b><u>14783,2 W</u></b>
<b>Nh = Potencia consumida por el hidráulico.</b>	<i>316.9 W</i>
<b>Np = Potencia en la rodadura tractor</b>	<i>0 W</i>
<b>Nσ = Potencia perdida en el resbalamiento</b>	<i>0 W</i>
<b>Nα = Potencia empleada por tractor en pendientes</b>	<i>0 W</i>

➤ **Condición de trabajo en situación extrema de desplazamiento.**

Esta situación se presenta principalmente cuando se quiere cortar el pasto de la cancha ó si se quiere limpiar los alrededores de la misma. La situación más critica de interés, es la limpieza de los alrededores de la cancha, en la que se obtendrá la menor potencia útil del tractor. El valor de los parámetros variables en ésta situación son:

Tabla 12. Datos del sistema en movimiento

Coeficiente de resbalamiento	$\sigma$	15%	
Pendiente	$\alpha$	5 °	
Velocidad	$V_r$	5	Km/h
Fuerza normal (tractor)	B	940,5	Kg
Fuerza normal (Apero)		265,9	Kg
Factor incertidumbre		0,75	

En la tabla se observan, el valor de los parámetros en la situación más extrema para la obtención de potencia útil del tractor. De este modo se puede calcular mediante el balance de potencias en el tractor, la mínima potencia con que cuenta el tractor en la toma de fuerza para el accionamiento de la trituradora. A continuación se presenta el balance de potencias respectivo:

Tabla 13. Balance de potencia en condición de desplazamiento del tractor

<b>Nb = Potencia de la barra</b>	<i>611.5 W</i>
<b>Ntdf = Potencia disponible en la toma de fuerza</b>	<b><i>10380.5 W</i></b>
<b>Nh = Potencia consumida por el hidráulico.</b>	<i>316.9 W</i>
<b>Np = Potencia en la rodadura tractor</b>	<i>1033 W</i>
<b>Nσ = Potencia perdida en el resbalamiento</b>	<i>1624.1 W</i>
<b>Nα = Potencia empleada por tractor en pendientes</b>	<i>1134.1 W</i>

### **3. DISEÑO, SELECCIÓN Y VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA TRITURADORA DE EJE HORIZONTAL**

Después de conocer los sistemas principales que componen la trituradora de eje horizontal, se procede a realizar el respectivo proceso de diseño, selección y verificación de cada componente, con el fin de obtener las dimensiones óptimas de cada uno de los elementos de la máquina basados en las cargas que soporta cada componente de la misma. Para llevar a cabo este proceso, se cuenta con los parámetros de funcionamiento de la máquina, cuyos valores fueron calculados en el capítulo anterior. El proceso se inicia con el rotor, por considerarse el corazón de la máquina.

#### **3.1 ROTOR**

El Rotor está compuesto básicamente por el eje rotor y los elementos de corte, estos últimos a su vez están unidos al eje rotor mediante soportes fijos que transmiten las cargas de los martillos al eje. En este capítulo se mostrará a detalle el diseño del rotor y se hará la respectiva verificación de los componentes que constituyen el rotor

**3.1.1 Eje rotor.** El eje está sometido a cargas cíclicas, por lo tanto el diseño debe ser a fatiga. Para esto, se analiza el comportamiento del rotor para verificar las situaciones extremas de las cargas a la que está sometido. Para llevar a cabo el diseño, primero se deben evaluar las cargas que actúan, luego hacer el análisis estático en las situaciones correspondientes y por último aplicar las teorías de análisis por fisura progresiva.

- **Evaluación de cargas.** El eje básicamente está sometido a torsión y a cargas puntuales por la acción de la fuerza centrífuga de los martillos sobre su periferia. La evaluación de las cargas se hace en función de los parámetros de funcionamiento de la máquina. Por consiguiente se tiene que el torque está dado por la potencia consumida en la situación crítica y la velocidad de régimen de trabajo. De ésta forma se tiene que:

La potencia consumida por el rotor es: 1,4 Kw

$\omega$ : Velocidad angular del rotor, 101,8 rad/s

Por lo tanto el torque es: **13.69 N\*m**

Las cargas puntuales son función de la masa de los martillos y de la aceleración normal, que a su vez depende de la velocidad de rotación y la distancia del centro de masa al eje de rotación. De ésta forma se tiene que la carga está dada por la siguiente relación:

$$F_n = ma_n \quad \text{(Ecuación 18)}$$

$$a_n = \frac{V^2}{R} \quad \text{(Ecuación 19)}$$

m: Masa del martillo (par de cuchillas), 0.28 Kg

V: Velocidad lineal del centro de masa del martillo, 10.3 m/s

R: Distancia del eje del rotor al centro de masa del martillo, 0.101 m

$a_n$ : Aceleración normal, 1045.8 m/s<sup>2</sup>

Por lo tanto la carga que ejercen los martillos equivale a:

$$F_n = 288.2 \text{ N}$$

Por el arreglo que presentan los martillos en el rotor, se presenta un momento activo ( $M_a$ ) el cual se equilibra con la ubicación de contrapesas que generan un momento de compensación  $M_c$ .

$$M_a = 6 * F_n * d \quad \text{(Ecuación 20)}$$

$$M_c = M_a \quad \text{(Ecuación 21)}$$

$$M_c = F_c * D \quad \text{(Ecuación 22)}$$

Donde  $d$  es la distancia entre las fuerzas resultantes de hileras opuestas con un valor de 60mm, y  $D$  es la distancia entre contrapesos con un valor de 660 mm. Despejando de la ecuación 22 se obtiene que:

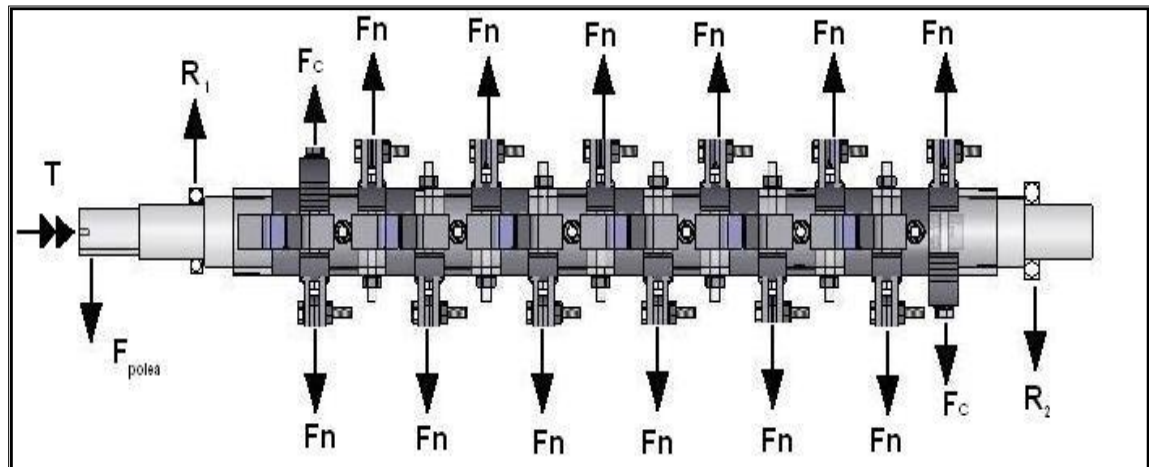
$$F_c = 157.2 \text{ N}$$

- **Análisis estático.** Después de calculadas las cargas, se procede a ubicar éstas sobre el eje, y calcular las reacciones sobre los rodamientos. Luego se deducen las gráficas de momento para verificar la distribución de las cargas sobre el eje rotor.

Para el análisis del eje se plantean dos situaciones dinámicas del rotor:

- **Giro libre:** Esta situación se muestra en la figura 39, y consiste en que las cargas (Fuerzas normales que ejercen los martillos y los contrapesos) actúan en su totalidad y el rotor se encuentra balanceado.

Figura 39. Eje rotor en giro libre



En las figuras 40 y 41 se muestran los DCL simplificados de las cargas que actúan sobre el eje en los planos XZ y YZ respectivamente.

Figura 40. DCL eje rotor plano XZ

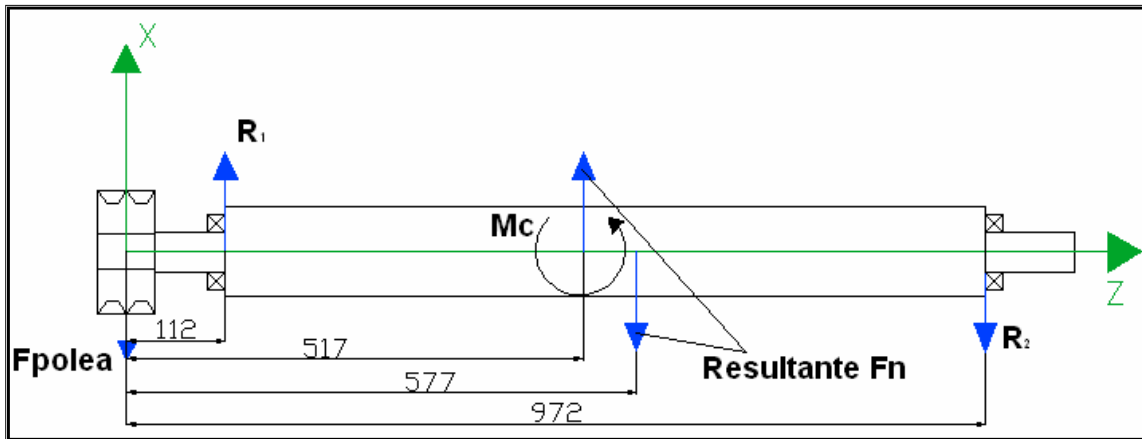
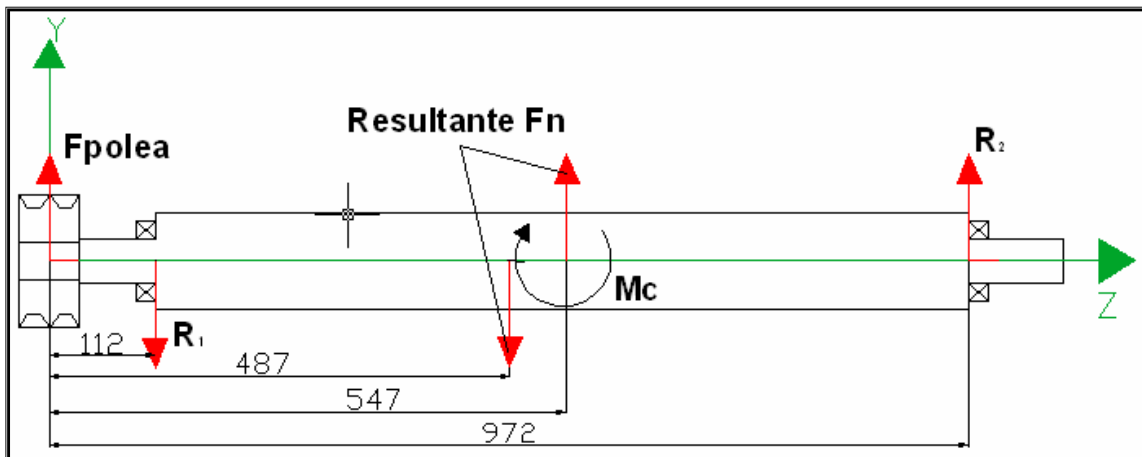


Figura 41. DCL eje rotor plano YZ



Al aplicar los fundamentos de la estática,

$$\Sigma F_x=0$$

$$\Sigma F_y=0$$

$$\Sigma M_y=0$$

$$\Sigma M_x=0$$

Se obtienen las siguientes cargas:

Tabla 14. Tabla de fuerzas sobre puntos significativos del eje rotor en giro libre

<b>Z (mm)</b>	0	112	972	487	517	547	577
<b>F<sub>Y</sub> (N)</b>	124			-1729		1729	
<b>F<sub>X</sub> (N)</b>	-160				1729		-1729
<b>R<sub>X</sub> (N)</b>		181	-21				
<b>R<sub>Y</sub> (N)</b>		-140	16				
<b>R (N)</b>	202	229	26				

Fuente: Pinto, E

Polea: 0 mm

Rodamiento 1: 112 mm

Rodamiento 2: 972 mm

Resultante de las fuerzas normales de la hilera 1: 487 mm

Resultante de las fuerzas normales de la hilera 2: 517 mm

Resultante de las fuerzas normales de la hilera 3: 547 mm

Resultante de las fuerzas normales de la hilera 4: 577 mm

De la anterior tabla de resultados se pueden deducir los diagramas de cortante (Figura 42) y momento (Figura 43) en los dos ejes para visualizar el comportamiento del eje rotor.

Figura 42. Gráfica cortante en giro libre

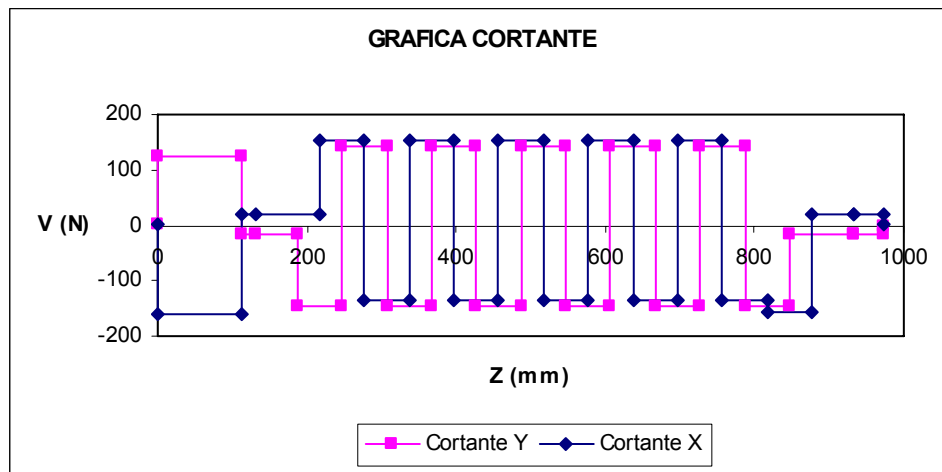
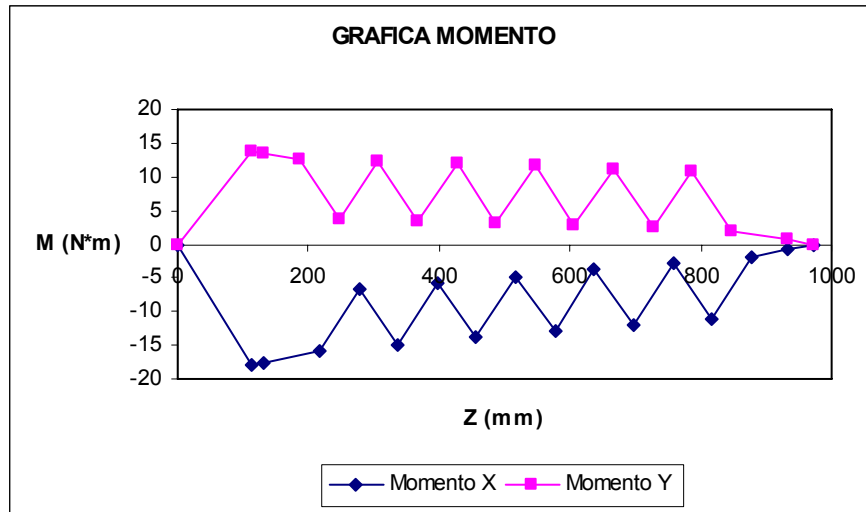


Figura 43. Gráfica de momentos en giro libre



En la gráfica de momentos se observa que la zona con mayores cargas es en la que está ubicado el rodamiento 1. Los valores de los momentos en este punto son:

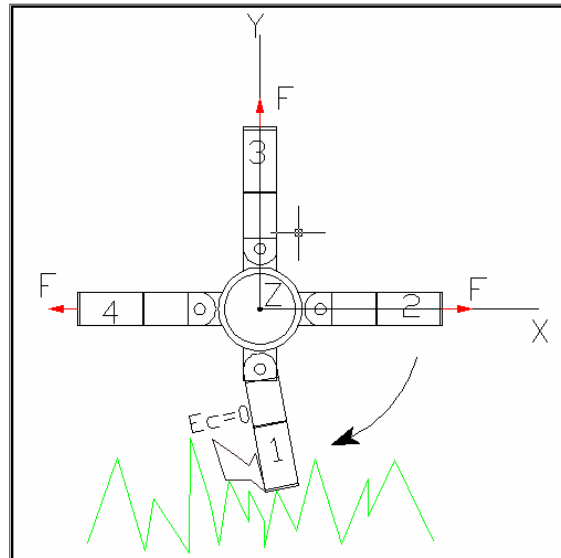
Momento X = -18 N\*m

Momento Y = 14 N\*m

**Momento Resultante = 23 N\*m**

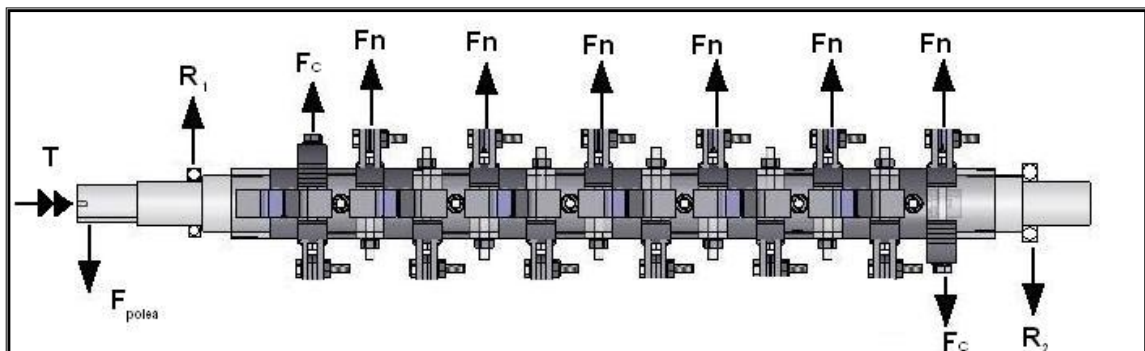
➤ **Descompensación crítica:** Esta es la situación más crítica que se podría esperar durante el funcionamiento de la máquina. Consiste en que una de las cuatro hileras está trabajando en forma extrema; es decir, en ésta situación, los martillos de la hilera de trabajo entregan toda su energía cinética para romper los restos vegetales y por ende “no ejercen carga” sobre el eje (Ver figura 44). Bajo estas condiciones, se prevén las mayores descompensaciones de carga.

Figura 44. Esquema de situación descompensación crítica del rotor



Bajo esta situación, la resultante de las fuerzas normales de la hilera de trabajo es cero (Ver figura 45).

Figura 45. Eje rotor en descompensación crítica



En las figuras 46 y 47 se muestran los DCL simplificados de las cargas que actúan sobre el eje en los planos XZ y YZ respectivamente.

Figura 46. DCL eje rotor plano XZ

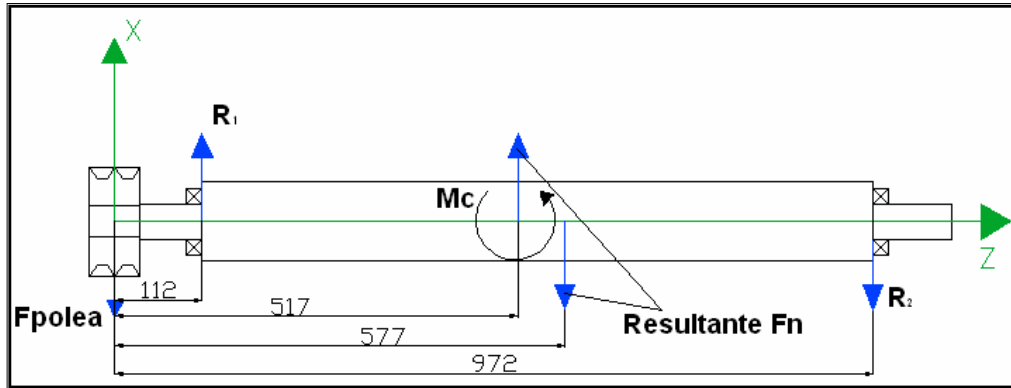
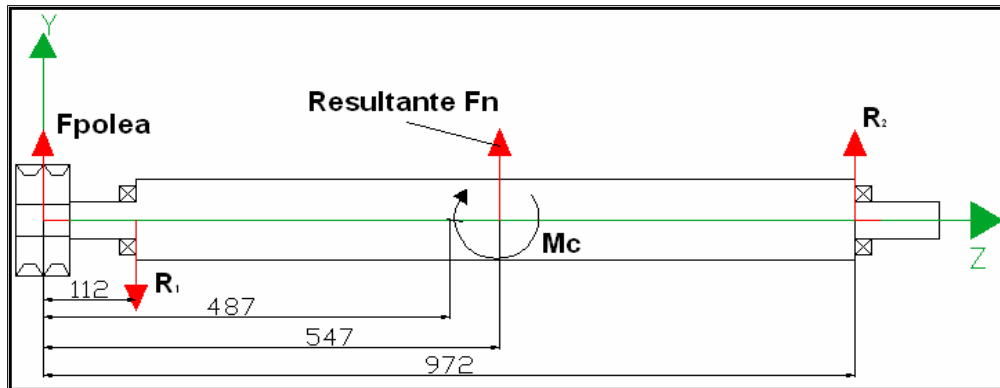


Figura 47. DCL eje rotor plano YZ



Al aplicar los fundamentos de la estática, se obtienen las siguientes cargas:

Tabla 15. Tabla de fuerzas sobre puntos significativos del eje rotor en descompensación crítica

Z (mm)	0	112	972	487	517	547	577
F <sub>Y</sub> (N)	124			0		1729	
F <sub>X</sub> (N)	-160				1729		-1729
R <sub>X</sub> (N)		181,7	-21				
R <sub>Y</sub> (N)		-1097	-755				
R (N)	202	1112	755				

De la anterior tabla de resultados se pueden deducir los diagramas de cortante (Figura 48) y momento (Figura 49) en los dos ejes para visualizar el comportamiento del eje rotor.

Figura 48. Gráfica cortante en descompensación crítica

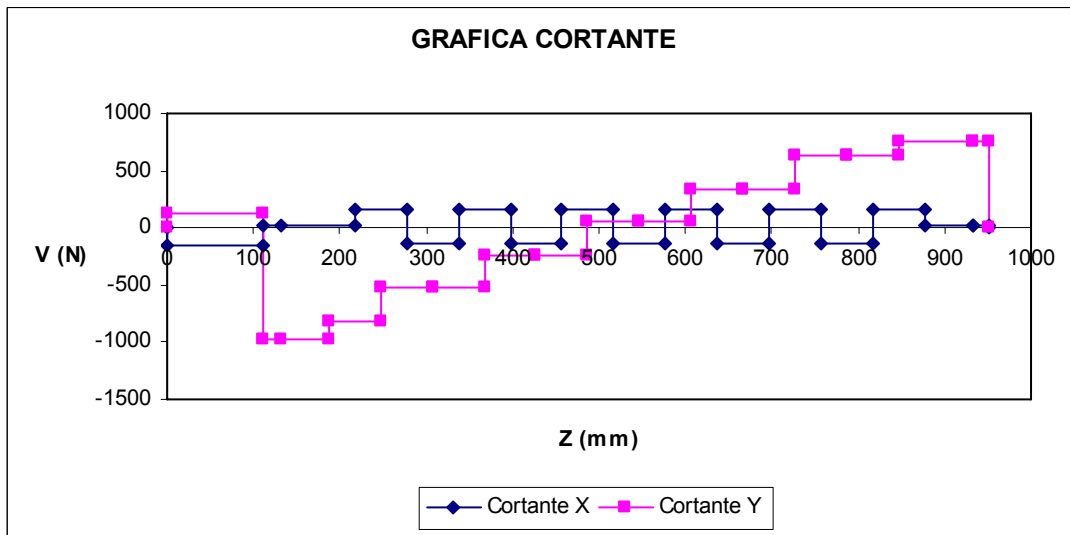
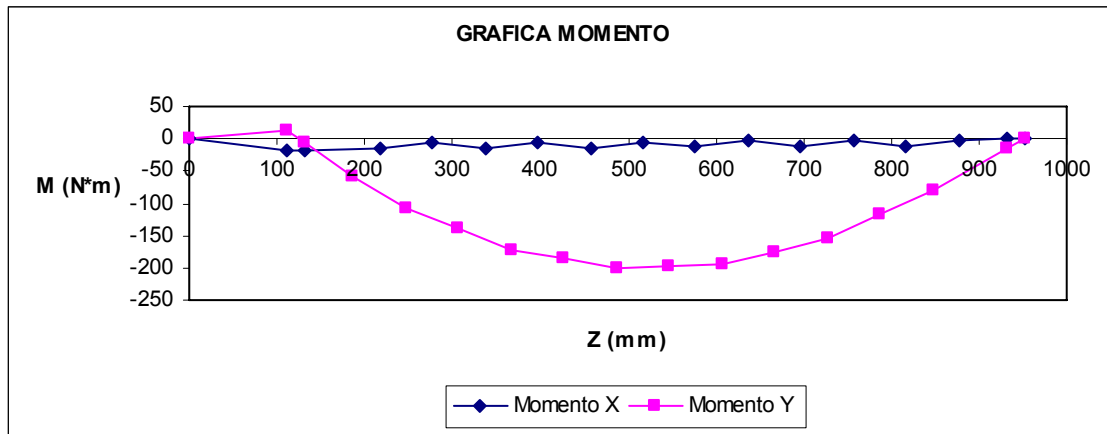


Figura 49. Gráfica de momentos en descompensación crítica



En la gráfica de momentos se observa que la zona con mayores cargas es la zona media del rotor aproximadamente. En este punto se tienen los siguientes valores de momentos:

Momento X = -9.2 N\*m

Momento Y = -200 N\*m

**Momento Resultante = 200.6 N\*m**

- **Diseño a fatiga.** El análisis por fatiga se lleva a cabo para la situación más crítica que es aquella en la que el rotor está descompensado. Para el diseño a fatiga, se hizo el análisis de cada punto considerado crítico por la geometría que presenta o por las cargas a las que está sometido.

➤ **Análisis y cálculo de tipos de carga.** El rotor está básicamente sometido a cargas flectoras que ocasionan una onda reversible en cada punto del rotor y una carga de torsión que ocasiona una onda repetitiva en un sentido de cada elemento del eje. De esta forma se tiene que:

Tabla 16. Valores de las formas dinámicas de las cargas en puntos significativos

<b>Coordenada Z (mm)</b>	0	112	972	<b>487</b>
<b>Carga alternativa</b>				
M <sub>a</sub> (N*m)	0,0	22,7	0,0	<b>200,6</b>
M <sub>m</sub> (N*m)	0,0	0,0	0,0	<b>0,0</b>
<b>Carga repetitiva</b>				
T <sub>a</sub> (N*m)	6,8	6,8	6,8	<b>6,8</b>
T <sub>m</sub> (N*m)	6,8	6,8	6,8	<b>6,8</b>

M<sub>a</sub>: Momento alternativo

M<sub>m</sub>: Momento medio

T<sub>a</sub>: Torque alternativo

T<sub>m</sub>: Torque medio

➤ **Determinación de factores que afectan la resistencia por durabilidad.** La resistencia por durabilidad se ve afectada por varios factores que son función de las características geométricas del elemento y por los factores ambientales que inciden en él. Por esto se establecen ciertos valores que afectan el límite de endurancia. A continuación se presentan estos factores:

$K_L$ : Factor de carga

$K_s$ : Factor de acabado superficial

$K_d$ : Factor de tamaño de la sección transversal

$K_c$ : Factor de confiabilidad

$K_T$ : Factor de temperatura

$K_m$ : Factores misceláneos

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzos bajo carga estática

$K_{ts}$ : Factor de concentración de esfuerzos bajo carga estática

$q$ : Sensibilidad a la entalladura

$q_s$ : Sensibilidad a la entalladura

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzos bajo carga dinámica flectora

$K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzos bajo carga dinámica de corte

$$K_f = 1 + q^*(K_t - 1) \quad \text{(Ecuación 23)}$$

Estos factores se determinan a partir de tablas según las características que presente el punto del elemento en consideración.

A continuación se presenta la tabla de los valores de los factores en cada punto crítico:

Tabla 17. Factores que afectan el límite de endurancia del rotor

Zona	Polea	Rodamiento 1	Rodamiento 2	Momento máximo
K <sub>L</sub>	0,57	0,57	0,57	0,57
K <sub>S</sub>	0,78	0,78	0,78	0,78
K <sub>d</sub>	0,9	0,9	0,9	0,9
K <sub>c</sub>	0,814	0,814	0,814	0,814
K <sub>T</sub>	1	1	1	1
K <sub>m</sub>	1	1	1	1
K <sub>t</sub>	3,6	1,7	1,7	2,8
K <sub>ts</sub>	2,9	1,4	1,4	3,7
q	0,70	0,87	0,87	0,97
q <sub>s</sub>	0,75	0,90	0,90	0,98
K <sub>f</sub>	2,82	1,61	1,61	2,75
K <sub>fs</sub>	2,43	1,36	1,36	3,64

➤ **Determinación del diámetro mínimo requerido y verificación del factor de seguridad.** Conocidos los factores que afectan el límite de endurancia, se procede a calcular el diámetro mínimo  $d$  requerido por el elemento para prevenir su falla por fatiga. Esto se hace haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} \left[ \left( \frac{M_m}{S_{ut}} + K_f \frac{M_a}{S_e''} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T_m}{S_{ut}} + K_{fs} \frac{T_a}{S_e''} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{Ecuación 24})$$

Donde:

S<sub>ut</sub>: Resistencia ultima a la tracción

S<sub>e''</sub>: Limite de endurancia para especimenes afectados por todos los factores excepto el K<sub>f</sub>

S<sub>e</sub>: Limite de endurancia, S<sub>e</sub> = 0.5\*S<sub>ut</sub>

M<sub>m</sub>: Momento flector medio

M<sub>a</sub>: Momento flector alternativo

T<sub>m</sub>: Momento torsor medio

T<sub>a</sub>: Momento torsor alternativo

Además, se verifica el elemento seleccionado calculando el factor de seguridad  $N$  con la siguiente relación:

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_m}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{\tau_m}{S_{ut}} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ecuación 25})$$

Donde:

$\sigma_m$  : Esfuerzo normal medio

$\sigma_a$  : Esfuerzo normal alternativo

$\tau_m$  : Esfuerzo torsor medio

$\tau_a$  : Esfuerzo torsor alternativo

Siendo,

$$\sigma = \frac{Md}{2I} \quad (\text{Ecuación 26})$$

$$\tau = \frac{Td}{2I} \quad (\text{Ecuación 27})$$

El eje rotor está hecho en acero 1045. A continuación se presentan sus propiedades mecánicas:

$S_y$ : 407 MPa

$S_{ut}$ : 662 MPa

$S_{ys}$ : 203 MPa

$S_{us}$ : 530 MPa

Al reemplazar los respectivos valores en las formulas correspondientes, se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 18. Resultados de análisis de fatiga

	POLEA	RODAMIENTO 1	RODAMIENTO 2	MOMENTO MÁXIMO
<b>d</b>	11,3	15,3	9,5	37,4
<b>Dr</b>	40	44,5	44,5	43*
<b>N</b>	44,2	24,8	103,3	7,3

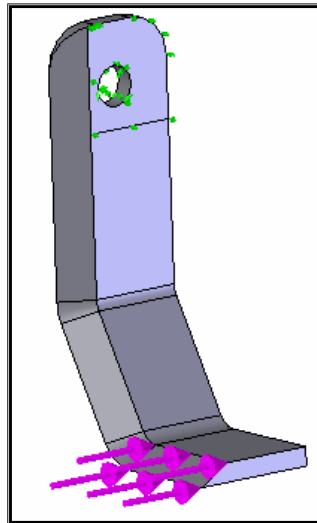
d : Diámetro mínimo en mm

Dr: Diámetro real en mm

N: Factor de seguridad

**3.1.2 Elementos de corte.** Las cuchillas son los elementos de trabajo de la máquina. La carga actúa en el extremo de la cuchilla ocasionando flexión y principalmente torsión en la parte superior de la misma debido a las restricciones que presenta (Ver figura 50).

Figura 50. Fuerzas en cuchillas

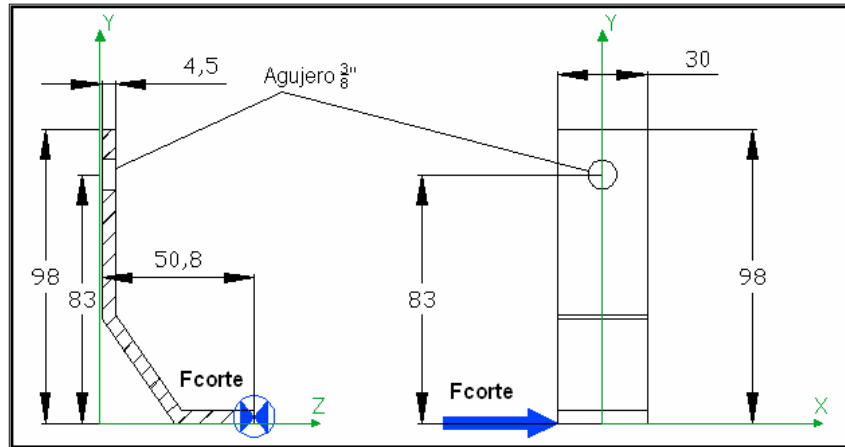


En la siguiente figura se muestra el DCL de la cuchilla en los planos YZ y YX:

---

\* Este es el diámetro equivalente de la sección transversal del tubo

Figura 51. DCL de cuchilla



A continuación se muestra la verificación del diseño los elementos de corte:

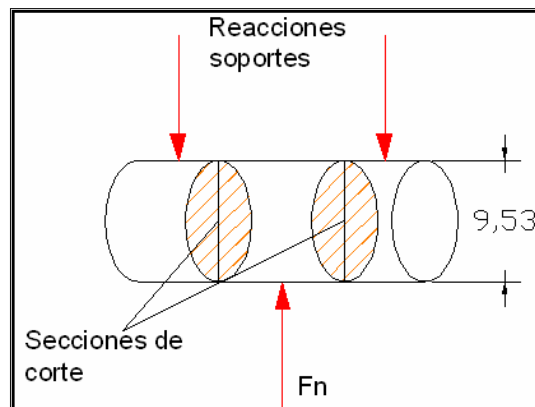
Tabla 19. Verificación de los elementos de corte

Cantidad	48
Material	FORA 400
$S_{us}$	1080 Mpa
Tipo de carga	Torsión
Zona crítica	Agujero
Magnitud	743 N*m
Área efectiva	92 mm <sup>2</sup>
J (momento polar de inercia)	636.4 mm <sup>4</sup>
Esfuerzo $\tau$	17.5 Mpa
<b>N</b>	<b>62</b>

**3.1.3 Soportes.** Los soportes de las cuchillas están compuestos por: Un eje pivote, una base soportes y el eje pasante de sujeción.

- **Eje pivote:** Este eje se consigue de forma práctica con un tornillo de rosca parcial, el cual esta sometido a la fuerza normal del martillo y esta apoyado sobre las platinas soportes (Ver figura 52).

Figura 52. DCL Eje pivote



A continuación se presenta la tabla de verificación del diseño del elemento:

Tabla 20. Verificación del diseño del eje pivote

Cantidad	24
Material	Acero para pernos Grado 5
$S_{ys}$	318 Mpa
Tipo de carga	Cortante
Magnitud	289 N
Diámetro	9,525 mm
Área	71 mm <sup>2</sup>
Esfuerzo $\tau$	4 Mpa
<b>N</b>	<b>78</b>

- **Base soporte:** Es un tipo de caballete que posee dos orejas sobre las cuales se soporta el eje pivote. Las orejas son hechas con platina de ¼" de espesor por 1 ¼" de ancho. En la figura 53 se presenta el DCL de las platinas soportes y en la tabla 21 se muestra la verificación del diseño.

Figura 53. DCL platina soporte

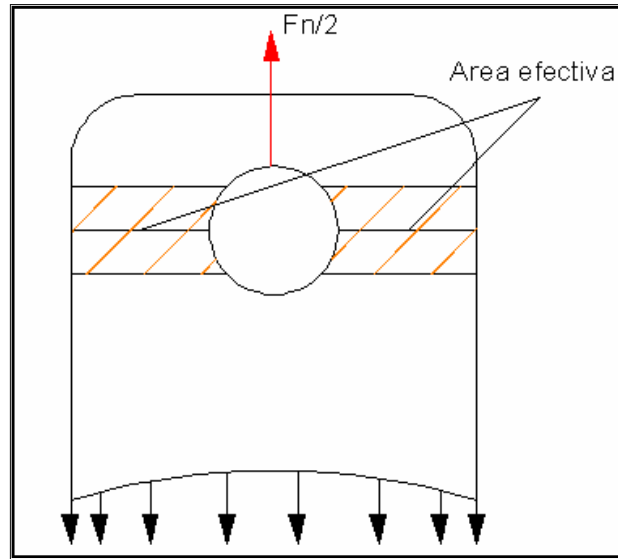


Tabla 21. Verificación del diseño de las platinas de la base soporte

Cantidad	48	
Material	Acero 1020	
$S_{ut}$	379	Mpa
Tipo de carga	Axial de tensión	
Magnitud	145	N
Ancho	30	mm
Espesor	6,35	mm
Diámetro del agujero	9,525	mm
Área efectiva	130	mm <sup>2</sup>
Esfuerzo $\sigma$	1,112	MPa
<b>N</b>	<b>341</b>	

- **Eje pasante se sujeción.** Este eje tiene como función mantener el soporte fijo al eje. Consiste en un tornillo de rosca parcial que atraviesa el eje rotor y se sujeta mediante una tuerca. La figura 54 muestra el DCL del elemento y en la tabla 22 se verifica su diseño.

Figura 54. DCL del eje pasante de sujeción



Tabla 22. Verificación del diseño del eje de sujeción

Cantidad	24
Material	Acero para pernos Grado 8
Sut	1034 Mpa
Tipo de carga	Axial de tensión
Magnitud	288,2 N
Diámetro	9,53 mm
Área	71,3 mm <sup>2</sup>
Esfuerzo $\sigma$	4,04 Mpa
<b>N</b>	<b>256</b>

### 3.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El diseño, selección y verificación de los elementos del sistema de transmisión, está basado en la potencia a transmitir por los mismos. Estos

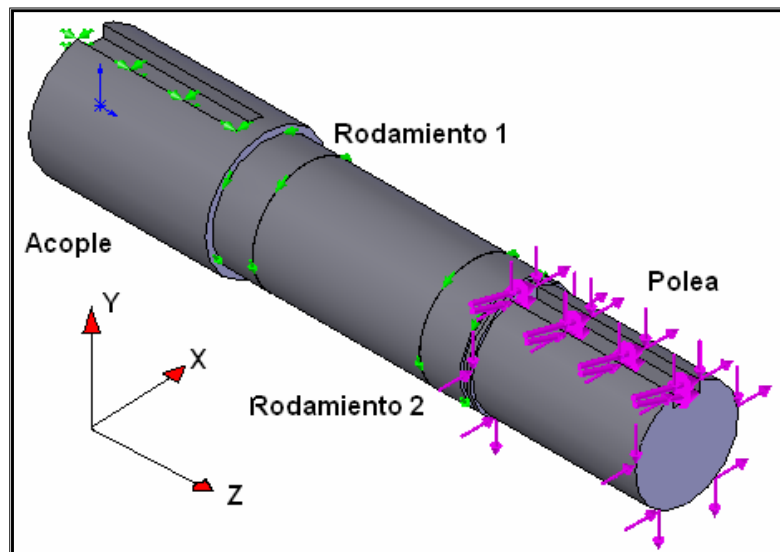
elementos en su mayoría, son seleccionados verificando que su capacidad de transmisión de potencia (Dato de fabricante) este por encima de la potencia a transmitir.

De los elementos de la transmisión de la trituradora, el grupo cónico y el acople tipo cardán (elementos de segunda), fueron seleccionados de forma practica teniendo en cuenta que la potencia que transmitían en las máquinas en que trabajaban, fuese igual o mayor a la potencia transmitida en la trituradora (Ver Anexos D y E).

A continuación se presenta el proceso de diseño y verificación del eje de transmisión a la polea conductora, y el proceso de selección de la transmisión por bandas y rodamientos.

**3.2.1 Eje acople polea.** Este eje transmite la potencia del acople a la polea. Está soportado en dos rodamientos y la forma de transmisión hacia los otros elementos es mediante uniones tipo cuña (Ver figura 55).

Figura 55. Cargas sobre eje polea



- **Diseño a fatiga.** Para llevar a cabo el diseño, se procede a realizar inicialmente el análisis estático; el estudio de tipos de los tipos de carga que actúan sobre el eje; la determinación de los factores que afectan la endurance, y calculo del diámetro mínimo y verificación del factor de seguridad.

El eje está sometido a la fuerza que ejerce la polea y al torque transmitido desde el acople. En las figuras 56 y 57 se muestran las cargas que actúan sobre el eje en los planos correspondientes.

Figura 56. DCL eje acople polea plano XZ

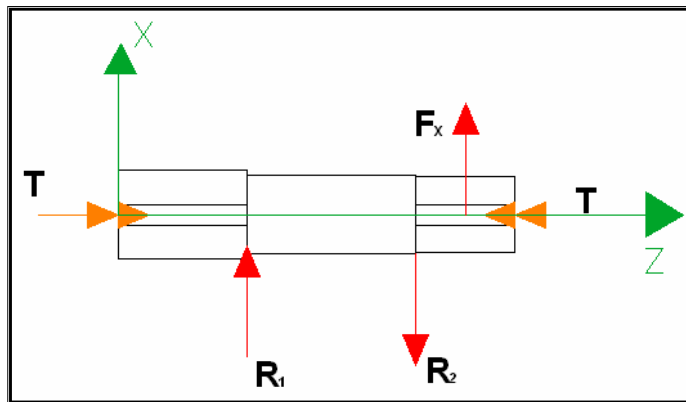
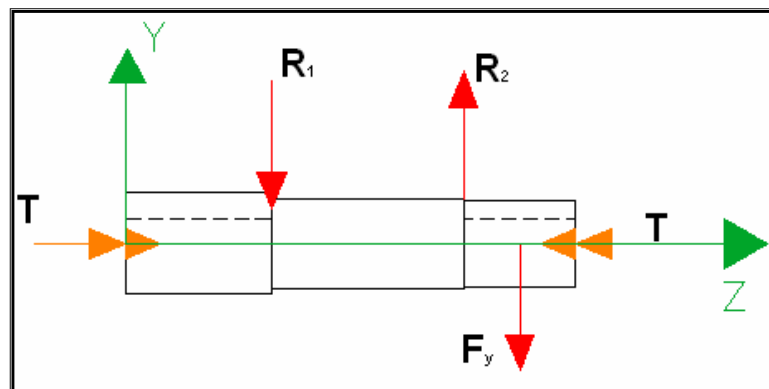


Figura 57. DCL eje acople polea plano YZ



Al hacer la sumatoria de fuerzas y momentos, se obtienen las reacciones en los rodamientos. De esta forma se obtiene:

Tabla 23. Fuerzas que actúan sobre el eje de transmisión

	Acople	Rodamiento 1	Rodamiento 2	Polea
<b>F<sub>x</sub> (N)</b>		53,4	-213,7	160,3
<b>F<sub>y</sub> (N)</b>		-41,2	164,9	-123,7
<b>F resultante (N)</b>		67,5	269,9	202,4
<b>T (N*m)</b>	29,6	29,6	29,6	29,6

Con estos datos se pueden realizar los respectivos diagramas de cortante, momento flector y momento torsor. A continuación se presentan cada uno de estos diagramas:

Figura 58. Diagrama de fuerza cortante en el eje de transmisión

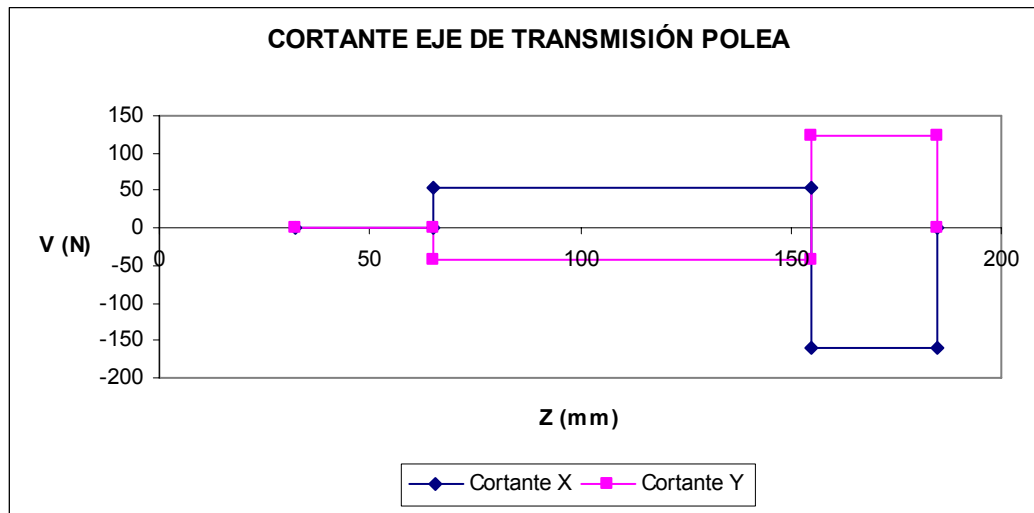


Figura 59. Diagrama de momentos en el eje de transmisión

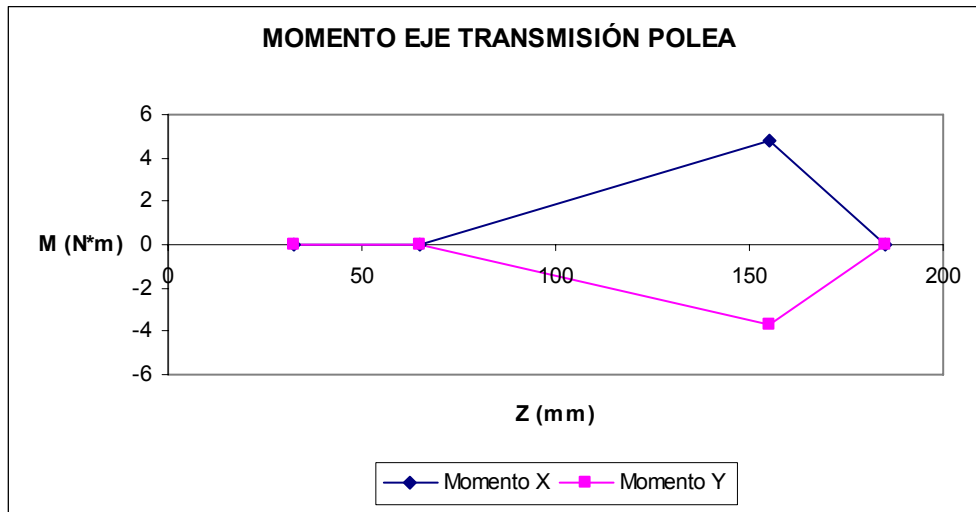
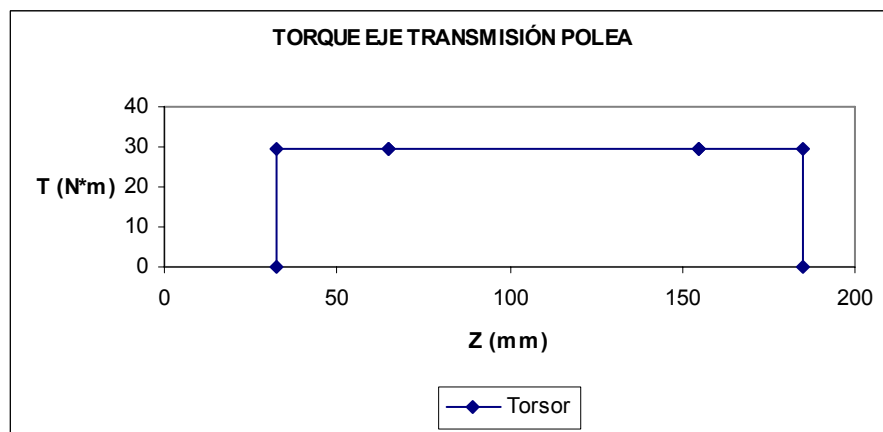


Figura 60. Diagrama de momento torsor en el eje de transmisión



Luego de conocer el comportamiento de las cargas en el eje, se procede a establecer el valor de las formas dinámicas de las cargas. De esta forma se obtiene:

Tabla 24. Valores de las formas dinámicas de las cargas en el eje de transmisión

	<b>Acople</b>	<b>Rodamiento 1</b>	<b>Rodamiento 2</b>	<b>Polea</b>
<b>ALTERNATIVA PURA</b>				
$M_a$	0,0	0,0	6,1	0,0
$M_m$	0,0	0,0	0,0	0,0
<b>REPETITIVA</b>				
$T_a$	14,78	14,78	14,78	14,78
$T_m$	14,78	14,78	14,78	14,78

Ahora se determinan los factores que afectan la endurancia en cada uno de los puntos significativos del eje.

Tabla 25. Factores que afectan el límite de endurancia en el eje

	<b>Acople</b>	<b>Rodamiento 1</b>	<b>Rodamiento 2</b>	<b>Polea</b>
$K_L$	0,8	0,8	0,8	0,8
$K_s$	0,78	0,78	0,78	0,78
$K_d$	0,9	0,9	0,9	0,9
$K_c$	0,814	0,814	0,814	0,814
$K_T$	1	1	1	1
$K_m$	1	1	1	1
$K_t$	1,85	2,1	2,1	1,85
$K_{ts}$	2,6	1,5	1,4	2,6
$q$	0,75	0,75	0,75	0,75
$q_s$	0,8	0,8	0,8	0,8
$K_f$	1,6375	1,825	1,825	1,6375
$K_{fs}$	2,28	1,4	1,32	2,28

Conocidos los datos necesarios para el diseño del eje, se procede a calcular el diámetro mínimo requerido en los puntos críticos del eje y se efectúa la verificación del factor de seguridad. Estos valores son calculados haciendo uso de las ecuaciones 24 y 25 y son mostrados a continuación:

Tabla 26. Resultados del análisis de fatiga

	<b>Acople</b>	<b>Rodamiento 1</b>	<b>Rodamiento 2</b>	<b>Polea</b>
<b>d</b>	12,93	31,58	17,07	33,4
<b>Dr</b>	45	40	40	38
<b>N</b>	<b>42,2</b>	<b>2,0</b>	<b>12,9</b>	<b>2,9</b>

**3.2.2 Transmisión por bandas.** Las correas se utilizan para transmitir mediante un movimiento de rotación, potencia entre ejes normalmente paralelos, entre los cuales no es preciso mantener una relación de transmisión exacta y constante.

Hay varios tipos de bandas en el mercado; sin embargo las de mayor uso son tipo B, por esta razón es con base en este tipo de banda que se realizarán los cálculos.

La selección de las bandas es función de la potencia a transmitir, de la velocidad de rotación y de la distancia entre centros. A continuación se presentan estos parámetros necesarios para la selección de las correas:

Potencia a transmitir: 1.39 KW

Velocidad angular de polea mayor: 450 RPM

Velocidad angular de polea menor: 720 RPM

Relación de velocidades: 1.6

Diámetro mínimo de polea según tipo de banda: 125 mm

Diámetro de polea mayor: 200 mm

La distancia entre centros: 331 mm

Las bandas tipo B tienen una capacidad de transmisión según la velocidad periférica a la que trabajen; sin embargo, esta potencia debe ser afectada por factores que tienen en cuenta las condiciones de trabajo y la geometría de

los elementos. Para calcular la capacidad de transmisión de potencia real por la banda se utiliza la siguiente expresión:

$$P_{real} = P_{teórica} * F_s * F_{\theta} \quad (\text{Ecuación 28})$$

Donde,

$F_s$ : Factor de servicio con base en el tipo de impulsor

$F_s = 1.6$ , Para trituradora que trabajan de 6 a 15 horas diarias

$F_{\theta}$ : Factor de corrección por el ángulo de contacto

$F_{\theta} = 0.965$  para un ángulo envolvente en la polea pequeña de  $167^{\circ}$

Para una Velocidad periférica de 4.71 m/s, la potencia teórica transmitida por banda es 0.96 KW.

Al aplicar la ecuación 28 se obtiene que la potencia real transmitida por banda es:

$$P_{real} = 0.58 \text{ KW}$$

Al dividir la potencia a transmitir por el sistema entre la potencia real transmitida por la banda se obtiene el número de bandas que requiere el sistema:

$$N^{\circ} \text{ Bandas requeridas} = 2.4$$

Se requieren entonces 2 bandas tipo B para transmitir la potencia al rotor.

**3.2.3 Selección de rodamientos.** La selección de rodamientos se hace teniendo en cuenta la carga que soportará el mismo y las condiciones de trabajo en la que se encuentre. Teniendo en cuenta estos factores se procede a escoger y verificar los rodamientos que servirán de soporte al rotor y al eje de transmisión de la polea conductora.

- **Rodamientos del rotor.** Para la selección de rodamientos, se hace uso de la siguiente formula:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^b \quad \text{(Ecuación 29)}$$

Donde:

$L_{10}$ : Vida útil de diseño recomendada para cojinetes según el tipo de equipo en que se use

n: Velocidad en RPM del eje

C: Capacidad de carga básica

P: Carga equivalente

La carga equivalente P está dada por la siguiente relación:

$$P = V * f_s * R \quad \text{(Ecuación 30)}$$

Donde:

V: Factor de rotación

$f_s$ : Factor de servicio

R: Carga radial

Para el cálculo de la carga de diseño o equivalente en el cojinete (P), hay que remitirse al análisis estático del rotor para encontrar las fuerzas (R) que actúan sobre los rodamientos. Del análisis estático se obtuvo que la fuerza sobre el rodamiento más cargado equivale a:

$$R = 1112 \text{ N } \text{ ó } 113 \text{ Kgf}$$

Se procede entonces a establecer los parámetros necesarios para el cálculo de la carga dinámica C, obteniéndose así:

$$L_{10} = 6000 \text{ h, para equipo agrícola}$$

$$N = 972 \text{ RPM}$$

$$b = 3, \text{ para cojinete de bolas}$$

$$V = 1, \text{ Anillo interior es el que gira}$$

$$f_s = 1.5, \text{ Carga con choque}$$

$$R = 113 \text{ Kg}$$

$$P = 170 \text{ Kg}$$

$$\mathbf{C = 1200 \text{ Kg}}$$

El rodamiento seleccionado es un 6209, y tiene como  $C_{\text{máx}} = 2825 \text{ Kg}$ , que resulta ser mayor que la carga dinámica que soportará el cojinete.

- **Rodamientos del eje de transmisión.** La selección del rodamiento se hace con el procedimiento anterior. Por lo tanto, únicamente se establecerán los parámetros para el caso respectivo y se calculará la carga dinámica.

$L_{10} = 6000 \text{ h}$ , para equipo agrícola

$N = 607.5 \text{ RPM}$

$b = 3$ , para cojinete de bolas

$V = 1$ , Anillo interior es el que gira

$f_s = 1.5$ , Carga con choque

$R = 28 \text{ Kg}$

$P = 41 \text{ Kg}$

**$C = 417 \text{ Kg}$**

Los rodamientos seleccionados son 6208, y tienen como  $C_{\text{máx}} = 2525 \text{ Kg}$ , que resulta ser mayor que la carga dinámica que soportará el cojinete.

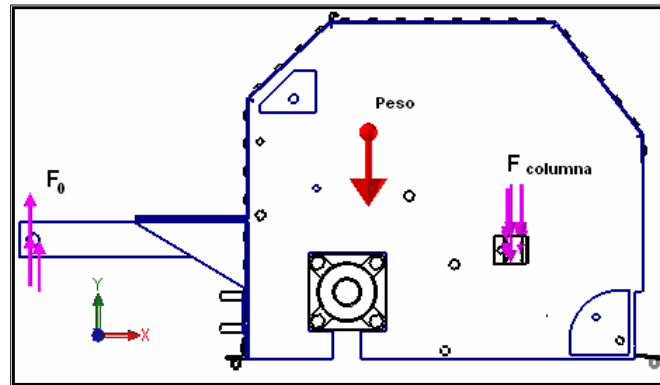
### 3.3 SISTEMA DE TRASLACIÓN Y SOPORTE

Como ya se ha expuesto, la trituradora de eje horizontal presenta dos condiciones de trabajo: Condición estacionaria y condición dinámica. En la primera, la máquina debe ser soportada por 2 columnas y por los dos puntos de levantamiento del tractor; en la segunda, la máquina es tirada por el tractor y es soportada por un par de ruedas y el rodillo nivelador. A continuación, se presenta el proceso de diseño, selección y verificación de estos componentes.

**3.3.1 Condición estacionaria.** En esta condición, la máquina tiene 4 puntos de apoyo para su sostenimiento que son: Los brazos de levantamiento y las

columnas soporte. Para el diseño de estos elementos, se debe hacer el análisis estático del sistema en ésta situación (Ver Figura 61).

Figura 61. DCL condición estacionaria



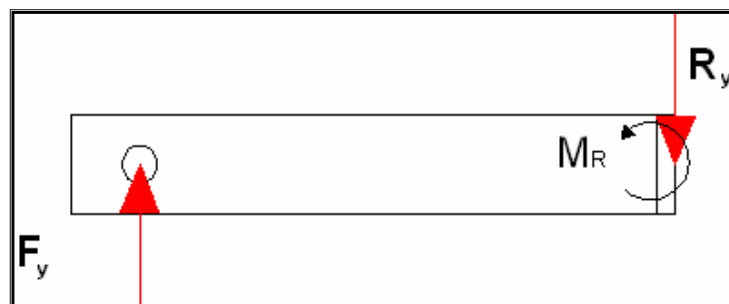
Se aplica la sumatoria de momentos en el punto de enganche a los dos puntos del tractor y se realiza la sumatoria de fuerzas. Se obtiene así la reacción sobre los componentes:

La fuerza que deben soportar las columnas es,  $F_c = 824 \text{ N}$

Fuerza en los brazos de levantamiento,  $F_o = 678 \text{ N}$

- **Brazos de levantamiento.** En ésta condición estos elementos están sometidos a flexión por la fuerza de reacción en dirección y debida al peso de la máquina (Ver figura 62).

Figura 62. DCL brazos de levantamiento



Se calcula esfuerzo en la base del brazo y se compara con el máximo esfuerzo admisible:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$M = F \cdot x$$

$$F = 678 \text{ N}$$

$$x = 365 \text{ mm}$$

$$M = 245818 \text{ N}\cdot\text{m}$$

La sección transversal del elemento es rectangular y sus dimensiones son:

$$b = 12.7 \text{ mm}$$

$$h = 63.5 \text{ mm}$$

El momento de inercia de la sección está dado por

$$I = \frac{1}{12}bh^3$$

(Ecuación 31)

$$I = 270984 \text{ mm}^4$$

$$c = 31.75 \text{ mm}$$

Por tanto el esfuerzo máximo en el elemento es:

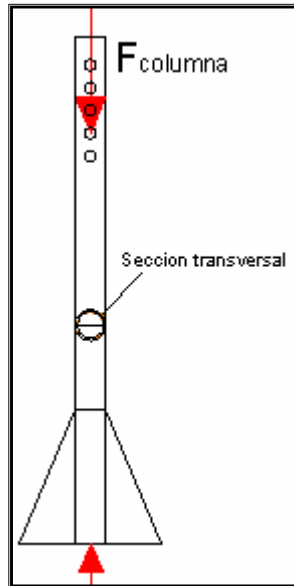
$$\sigma = 29 \text{ MPa}$$

Basado en las propiedades de un acero 1020 que es el material del que están hechos los brazos, se obtiene un factor de seguridad de:

$$N = 13$$

- **Columnas soporte.** Como su nombre lo indica, el diseño de estos elementos se hace con el procedimiento de cálculo de columnas. En la figura 63 se muestra el DCL de la columna soporte.

Figura 63. DCL columnas soporte



Para el diseño primero se determina la geometría del elemento de la siguiente forma:

Sección transversal: Circular hueca

Diámetro externo ( $D_o$ ): 25.4 mm

Diámetro interno ( $D_i$ ): 21.4 mm

Longitud ( $L$ ): 900 mm

Área ( $A$ ): 147 mm<sup>2</sup>

Momento de inercia ( $I$ ): 10137 mm<sup>4</sup>

Se procede a calcular el radio de giro, dado por la siguiente relación:

$$r = \sqrt{I/A} \quad \text{(Ecuación 32)}$$

Al reemplazar los valores se obtiene que:

$$r = 8.3 \text{ mm}$$

Ahora se procede a calcular la relación de esbeltez, dada por la formula:

$$\text{Razón de delgadez} = KL/r_{\min}$$

Donde K es una constante que depende la forma de apoyo. En este caso K = 0.65, porque el tipo de apoyo se considera empotrado. De esta forma se obtiene que la razón de delgadez es **70.5**.

Ahora se calcula la razón de transición de delgadez por la siguiente formula:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (\text{Ecuación 33})$$

Donde,

E: Modulo de young, en este caso 207 GPa

S<sub>y</sub>: Esfuerzo máximo de fluencia del material, en este caso 207 MPa

De esta forma se obtiene que C<sub>c</sub> = 141

La relación de esbeltez es menor que la razón de transición de delgadez, por lo tanto la columna es corta y se debe aplicar la siguiente ecuación para el cálculo de la carga crítica:

$$P_{cr} = AS_y \left[ 1 - \frac{S_y (KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (\text{Ecuación 34})$$

Al reemplazar lo valores se obtiene que:

$$P_{cr} = 26593 \text{ N}$$

Este valor está muy por encima de la carga que soporta la columna.

**3.3.2 Condición dinámica.** En esta condición la máquina es soportada por las ruedas y el rodillo nivelador.

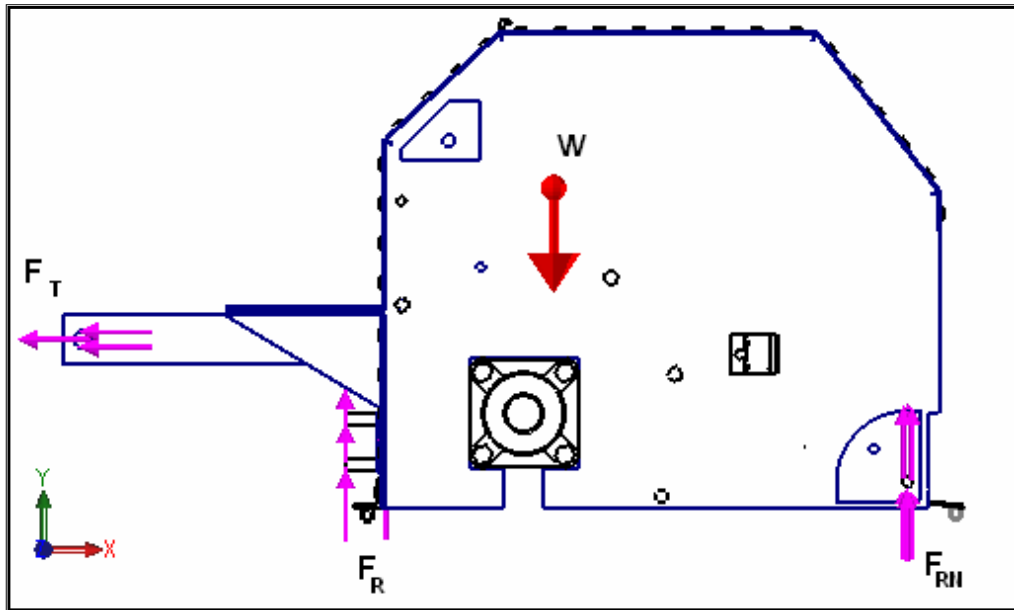
Al igual que en la condición estacionaria se debe hacer un análisis estático del sistema para determinar las cargas sobre los elementos (Ver figura 64).

Al hacer sumatoria de momentos y sumatoria de fuerzas se deduce que:

La fuerza que deben soportar las ruedas es, F<sub>R</sub> = 954 N

Fuerza sobre el rodillo nivelador, F<sub>RN</sub> = 678 N

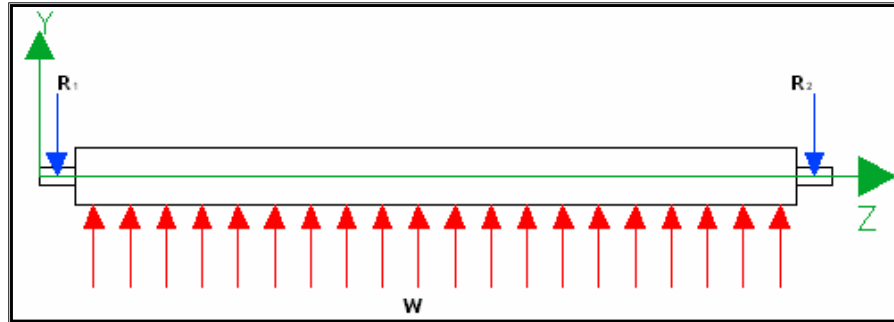
Figura 64. DCL condición dinámica



- **Rodillo nivelador.** El rodillo nivelador está compuesto por un tubo, montado sobre un eje sobre el que puede girar gracias a dos rodamientos de apoyo. El rodillo está unido a un par de patinas basculantes y éstas a su vez, pivotan respecto a un punto fijo para dar el nivel de corte deseado. A continuación se presenta el diseño del rodillo nivelador como eje, se verifican los elementos del sistema de basculamiento y se hace la selección de los rodamientos.

➤ **Diseño del rodillo nivelador como eje.** Las cargas que soporta el rodillo nivelador son: La normal (reacción al peso de la máquina), que actúa como fuerza distribuida y las reacciones de las patinas basculantes (Ver figura 65).

Figura 65. DCL rodillo nivelador



La fuerza distribuida resulta de la división de la Fuerza normal ( $F_{RN}$ ) entre la longitud del tubo que es de 840 mm. Se obtiene entonces que la fuerza distribuida  $W$  equivale a:

$$W = 0.998 \text{ N/mm}$$

Las reacciones sobre las patinas basculantes son:

$$R_1 \text{ y } R_2 = 419 \text{ N}$$

Con estos valores se procede a deducir los diagramas de cortante y momento:

Figura 66. Diagrama de cortante en el rodillo nivelador

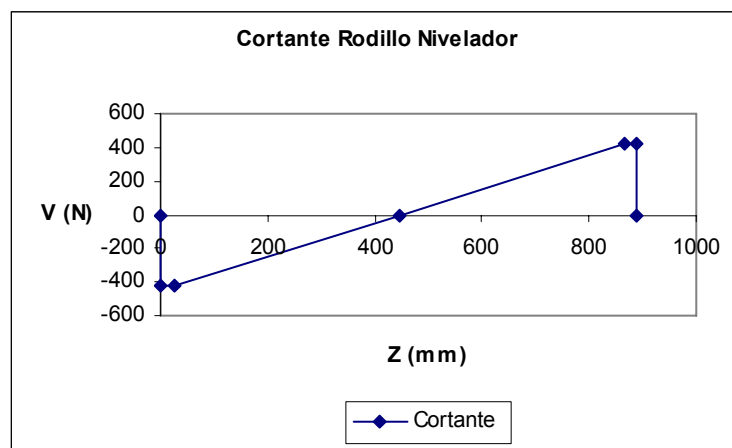
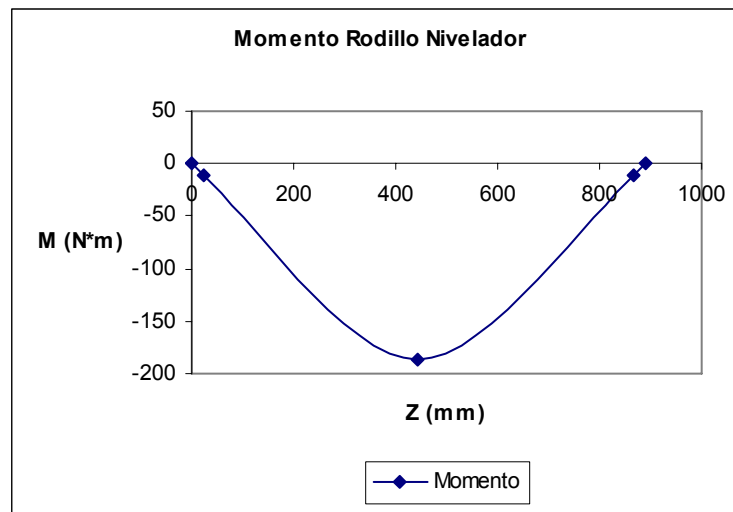


Figura 67. Diagrama de Momentos en el rodillo nivelador



Luego de conocer el comportamiento de las cargas en el eje, se procede a establecer el valor de las formas dinámicas de las cargas. Se deduce por el tipo de cargas que solo presenta momento flector alternativo.

Tabla 27. Valores de las formas dinámicas de las cargas

Coordenada (mm)	25	445	865
Ma (N*m)	10,5	186,4	10,5

Cambio de sección: 25 mm

Momento Máximo: 445 mm

Cambio de sección: 865 mm

Ahora se procede a determinar los factores que afectan la endurancia, en cada uno de los puntos significativos del eje.

Tabla 28. Factores que afectan la durabilidad en el rodillo nivelador

<b>Z (mm)</b>	<b>25</b>	<b>445</b>	<b>865</b>
<b>K<sub>L</sub></b>	0,9	0,9	0,9
<b>K<sub>s</sub></b>	0,83	0,83	0,83
<b>K<sub>d</sub></b>	0,9	0,75	0,9
<b>K<sub>c</sub></b>	0,814	0,814	0,814
<b>K<sub>T</sub></b>	1	1	1
<b>K<sub>m</sub></b>	1	1	1
<b>K<sub>t</sub></b>	1,4	1	1,4
<b>K<sub>ts</sub></b>	1	1	1
<b>q</b>	0,8	1,0	0,8
<b>q<sub>s</sub></b>	1	1,0	1,0
<b>K<sub>f</sub></b>	1,32	1,0	1,32
<b>K<sub>fs</sub></b>	1	1,0	1

Conocidos los datos necesarios para el diseño del eje, se procede a calcular el diámetro mínimo requerido en los puntos críticos del eje y se efectúa la verificación del factor de seguridad. Estos valores son calculados haciendo uso de las ecuaciones 24 y 25

Tabla 29. Resultado del análisis de fatiga del rodillo nivelador

	<b>25</b>	<b>445</b>	<b>865</b>
<b>d</b>	11	28	11
<b>Dr</b>	20	29,7*	20
<b>N</b>	5,9	8,6	5,9

Fuente: Pinto, E

- Los rodamientos del rodillo nivelador, son seleccionados con el mismo procedimiento de los rodamientos de la transmisión. El cálculo de la velocidad de rotación, se hace igualando la velocidad tangencial del tubo a la de desplazamiento del tractor. De esta forma se tiene que:

\* Diámetro equivalente de la sección del tubo.

$$V = 1,39 \text{ m/s ( 5 Km/h)}$$

$$R_e = 30 \text{ mm ó } 0.03 \text{ m (Radio externo tubo)}$$

$$N = V/R_e$$

$$N = 46.3 \text{ rad/s ó } 442 \text{ RPM}$$

Los parámetros requeridos para la selección de rodamientos son entonces:

$$L_{10} = 6000 \text{ h, para equipo agrícola}$$

$$N = 442 \text{ RPM}$$

$$b = 3, \text{ para cojinete de bolas}$$

$$V = 1.2, \text{ Anillo exterior es el que gira}$$

$$f_s = 1.5, \text{ Carga con choque}$$

$$R = 43 \text{ Kg}$$

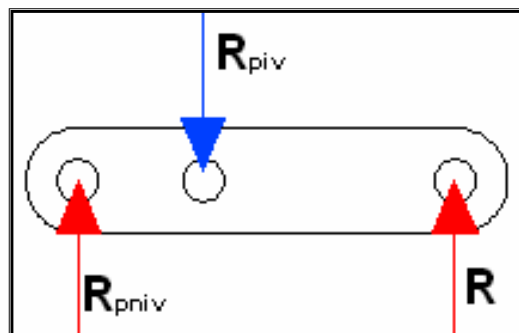
$$P = 77 \text{ Kg}$$

$$\mathbf{C = 417 \text{ Kg}}$$

Los rodamientos seleccionados son 6204, y tienen como  $C_{\text{máx}} = 1105 \text{ Kg}$ , que resulta ser mayor que la carga dinámica que soportará el cojinete.

➤ **Sistema de basculamiento.** Este sistema lo componen las platinas de basculamiento, los tornillos de nivel y los tornillos pivote. En la figura 68 se muestra el DCL del sistema y a continuación se hace la verificación de cada componente.

Figura 68. DCL sistema de basculamiento



- Platina de basculamiento. Las características de este elemento son:

Material: Acero 1020

Sección transversal: Rectangular

Espesor (b): 12.7 mm

Altura (h): 50 mm

Área (A): 635 mm<sup>2</sup>

Momento de inercia (I): 132292 mm<sup>4</sup>

Este elemento trabaja a flexión y compresión. La situación crítica del elemento es cuando la carga actúa en su totalidad paralela a la sección transversal de la platina y la carga es totalmente cortante y flectora.

Aplicando sumatoria de fuerzas y de momentos en el elemento se tiene que:

$$R_1 = 419 \text{ N}$$

$$F_{\text{piv}} = -1257 \text{ N}$$

$$F_{\text{pniv}} = 838 \text{ N}$$

De esta forma, la distribución de las cargas es de la siguiente manera:

Figura 69. Diagrama de cortante en platina basculante

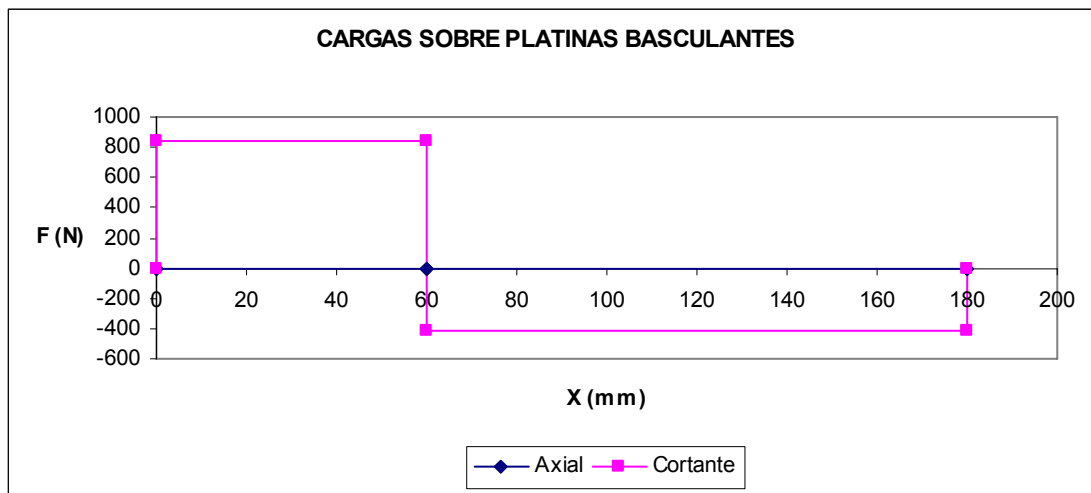
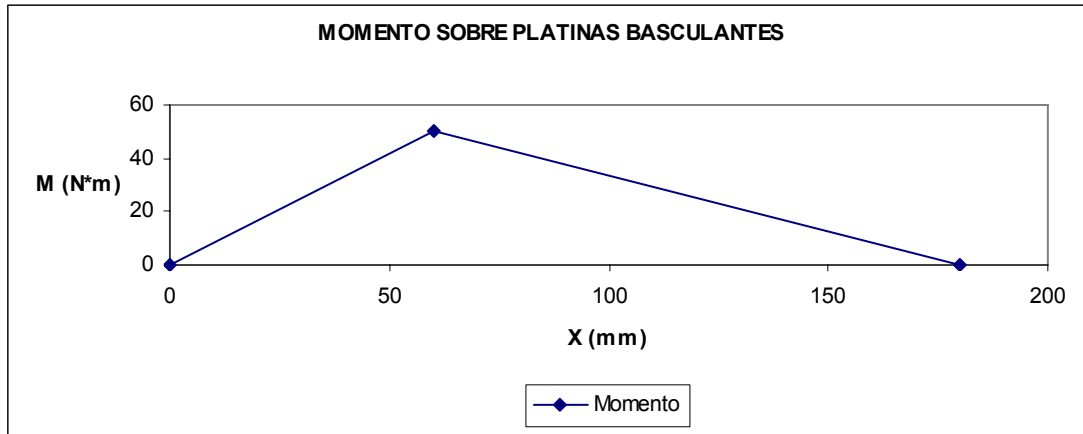


Figura 70. Diagrama de momento en platina basculante



El momento máximo se presenta en el perno pivote y tiene un valor de:

$$V = 1257 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 50.3 \text{ N*m}$$

El esfuerzo flector y cortante máximo es:

$$\sigma = 0.01 \text{ MPa}$$

$$\tau = 1.32 \text{ MPa}$$

El esfuerzo que prevalece es el cortante. Para estos valores se tiene un factor de seguridad de:

$$N = 78$$

○ Pernos pivote y de nivel: Características de los elementos,

Material: Acero para tornillos grado 8

$$S_{\text{us}} = 827 \text{ MPa}$$

$$S_{\text{ys}} = 448 \text{ MPa}$$

Sección transversal: Circular

Diámetro: Perno pivote, 12.7 mm; perno nivel, 11 mm

Área: Perno pivote, 127 mm<sup>2</sup>; perno nivel, 97 mm<sup>2</sup>

Estos elementos presentan principalmente esfuerzo cortante bajo las cargas,

$$F_{\text{pivote}} = 1257 \text{ N}$$

$$F_{\text{pnivel}} = 838 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante en cada elemento es:

$$\tau_{\text{pivote}} = 9.9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{nivel}} = 8.6 \text{ MPa}$$

Claramente se observa que el esfuerzo admisible está muy por encima del esfuerzo al que se someten los elementos.

## **4. MODELAMIENTO CAD/CAE DE LA TRITURADORA DE EJE HORIZONTAL**

Actualmente hablar de diseño implica el uso de una herramienta informática para el modelamiento y simulación de los proyectos que se deseen llevar a cabo. El uso de una herramienta CAD/CAE permite visualizar el proyecto y verificar cualquier error posible, lo que genera márgenes de confiabilidad elevados para las posteriores etapas del proyecto, como lo son la fabricación de la piezas, el posterior ensamble y la puesta a punto de la máquina.

El diseño de la trituradora de eje horizontal no es la excepción; toda la máquina fue modelada con un software especializado llamado SolidWorks, con el cual se logró crear virtualmente cada elemento de la máquina, realizar el posterior ensamble y evaluar su comportamiento simulando las cargas a las que serian sometidos cada uno de sus sistemas. En este capítulo se presenta el análisis por elementos finitos hecho a los componentes de la trituradora de eje horizontal, el cual se llevó a cabo con una herramienta de SolidWorks llamada COSMOSWorks.

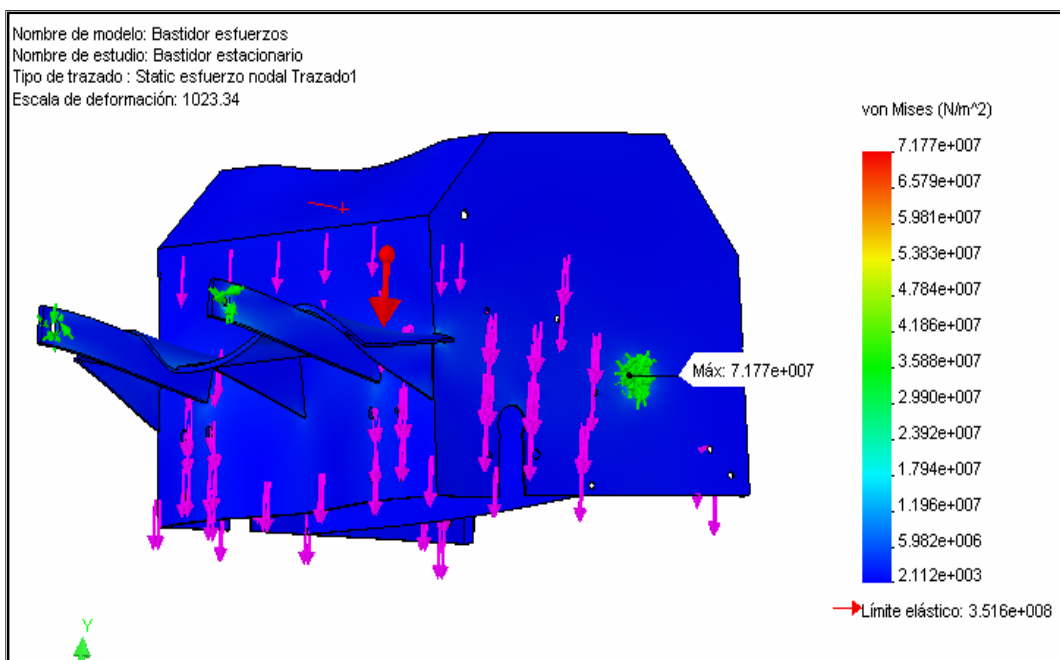
### **4.1 BASTIDOR**

Al revisar la literatura sobre el diseño de máquinas, se encuentra que el análisis de estructuras o armazones resulta ser complejo. Por esta razón, el estudio de esfuerzos del bastidor se llevó a cabo utilizando herramientas de análisis de elementos finitos para verificar su comportamiento al someterlo a las cargas críticas que soportará durante su funcionamiento.

**4.1.1 Condición estacionaria.** En esta condición, la estructura se encuentra apoyada en los brazos de levantamiento del tractor, y en las

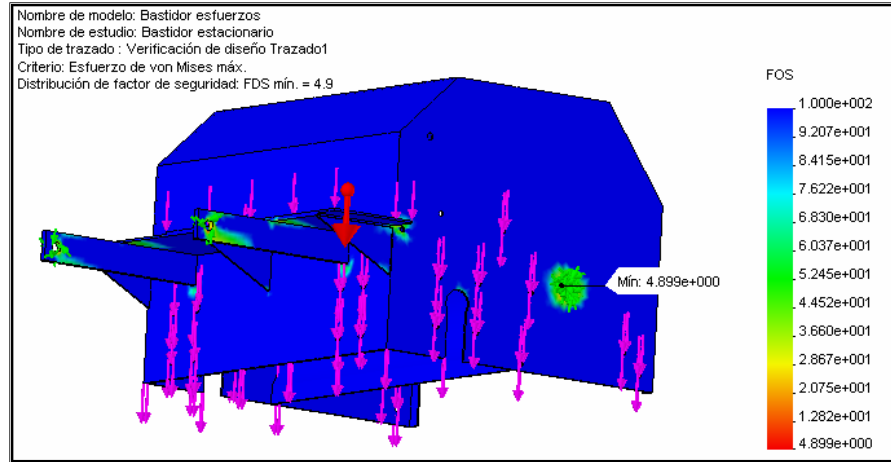
columnas de apoyo. Esta hecha con laminas de acero 1020 HR que presenta una resistencia a la tracción de 379 MPa. Teniendo en cuenta esto, se procede a evaluar las cargas que actúan sobre el bastidor que son básicamente cargas muertas y se aplican las respectivas restricciones en los puntos de apoyo. En la figura 71 se observa del análisis por elementos finitos que los mayores esfuerzos se presentan en la zona de apoyo de las columnas, y que los valores son del orden de 72 MPa. A continuación, se presenta la gráfica de la simulación

Figura 71. Distribución de esfuerzos en el bastidor en condición estacionaria



En la figura 72, también se obtiene el comportamiento de la estructura visualizando el factor de seguridad, obteniendo un factor de seguridad mínimo de 4.9 en la misma zona donde se presentan los mayores esfuerzos.

Figura 72. Factor de seguridad en el bastidor en condición estacionaria



La simulación muestra que el comportamiento del bastidor es bastante seguro en esta condición.

**4.1.2 Condición Dinámica.** En esta situación, el bastidor se encuentra apoyado en las ruedas y el rodillo nivelador, además de ser tirado por el tractor. Teniendo claro las cargas y las restricciones en la estructura, se procede a realizar el análisis por elementos finitos en esta condición. En las figuras 73 y 74 se observa el comportamiento de los esfuerzos y el factor de seguridad en la estructura.

Figura 73. Distribución de esfuerzos en el bastidor en condición dinámica

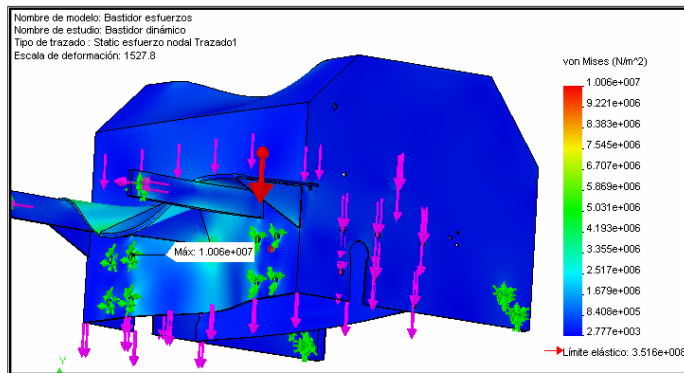
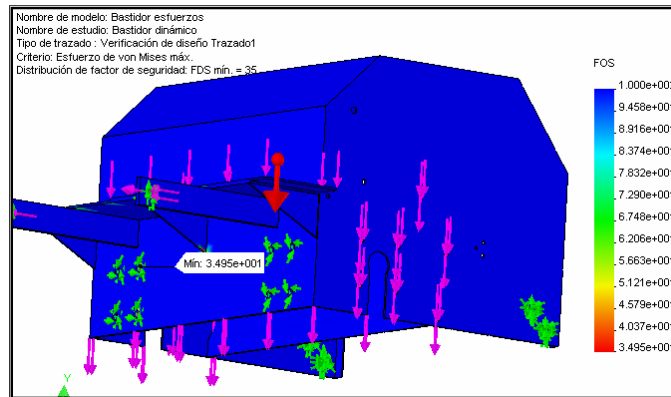


Figura 74. Distribución del Factor de seguridad en el bastidor en condición dinámica



En esta condición la zona de mayores esfuerzos son los puntos de apoyo de las ruedas. Los esfuerzos que se presentan son del orden de 10 Mpa y presenta un factor de seguridad de 35.

## 4.2 ROTOR

Como se ha dicho anteriormente, el rotor es el corazón de la máquina, por lo tanto la verificación mediante el análisis de elementos finitos del mismo resulta de vital importancia.

**4.2.1 Eje rotor.** Este elemento está hecho de ACERO 1045, el cual posee una resistencia a la tracción de 662 MPa, y una resistencia al corte de 530 MPa. Al igual que en el capítulo anterior, el eje rotor se estudia en dos situaciones: Giro libre y descompensación crítica.

- **Giro libre.** Como se expuso en el anterior capítulo, consiste en el funcionamiento del rotor sin estar efectuando trabajo (labores de corte o trituración). En esta situación el eje actúa totalmente balanceado, y el análisis por elementos finitos permite visualizar el comportamiento de las cargas

sobre el eje. En la figura 75, además de observar los esfuerzos, se puede visualizar que por la compensación de las cargas sobre el eje, este no experimenta flexiones considerables en la zona del tubo, pero si cargas puntuales que ejercen una compresión en la zona que actúan. En la figura 76 se observa la región en que se presenta el factor de seguridad más bajo y el valor correspondiente.

Figura 75. Distribución de esfuerzos en el rotor en giro libre

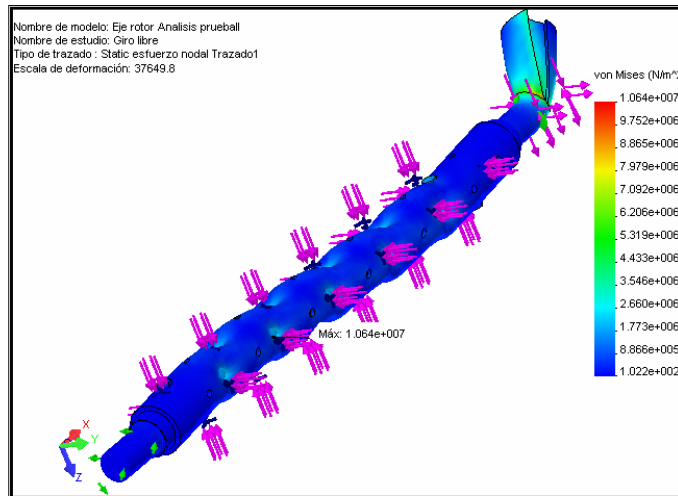
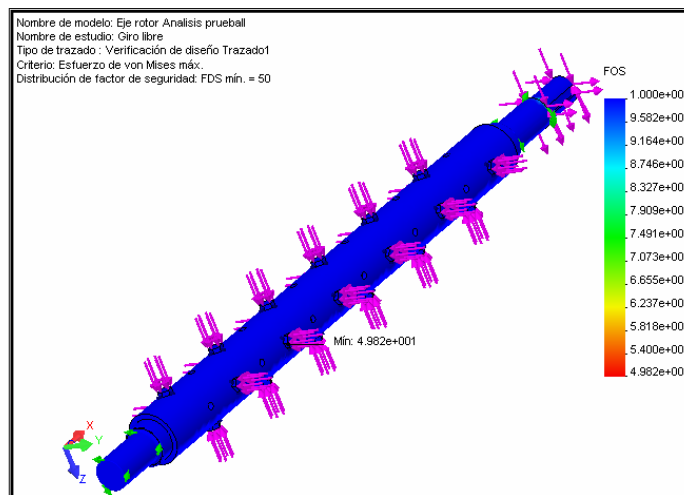


Figura 76. Distribución del factor de seguridad en el rotor en giro libre



Del estudio estático realizado se obtuvo que el esfuerzo máximo en el eje rotor es 10.64 MPa y el Factor de seguridad mínimo es 50.

El estudio de fatiga correspondiente muestra que la zona crítica en el eje rotor está ubicada en uno de los agujeros del mismo y presenta un factor de seguridad de 14.14

- **Descompensación crítica.** La simulación para este caso, se consigue obviando las fuerzas normales que ejercerían los martillos de la hilera de trabajo. En la figura 77 se puede observar claramente como la descompensación ocasiona una flexión considerable sobre el eje rotor, y en la figura 78 se observa el factor de seguridad mínimo que se obtiene para esta situación.

Figura 77. Distribución de los esfuerzos en el rotor en descompensación crítica

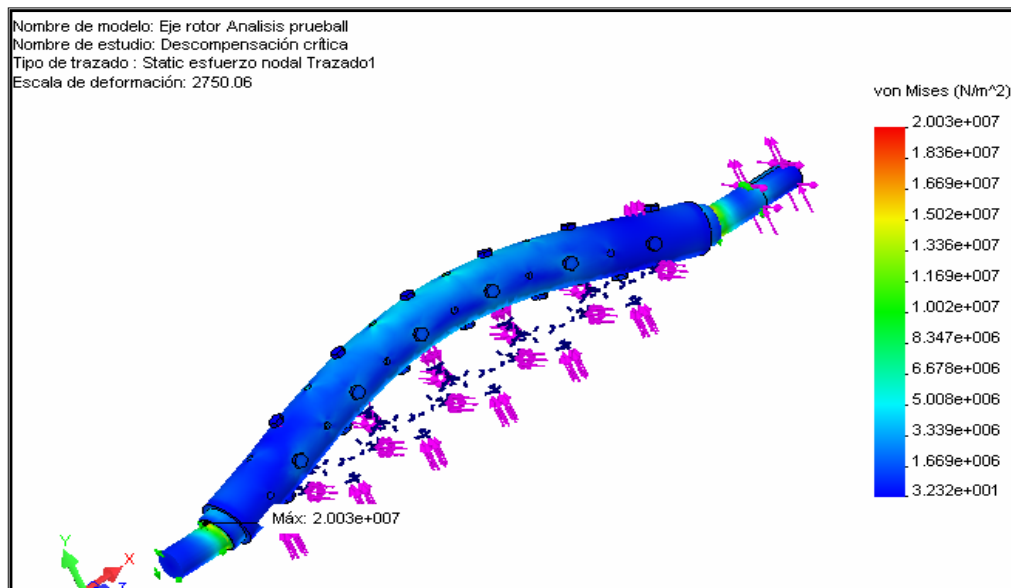
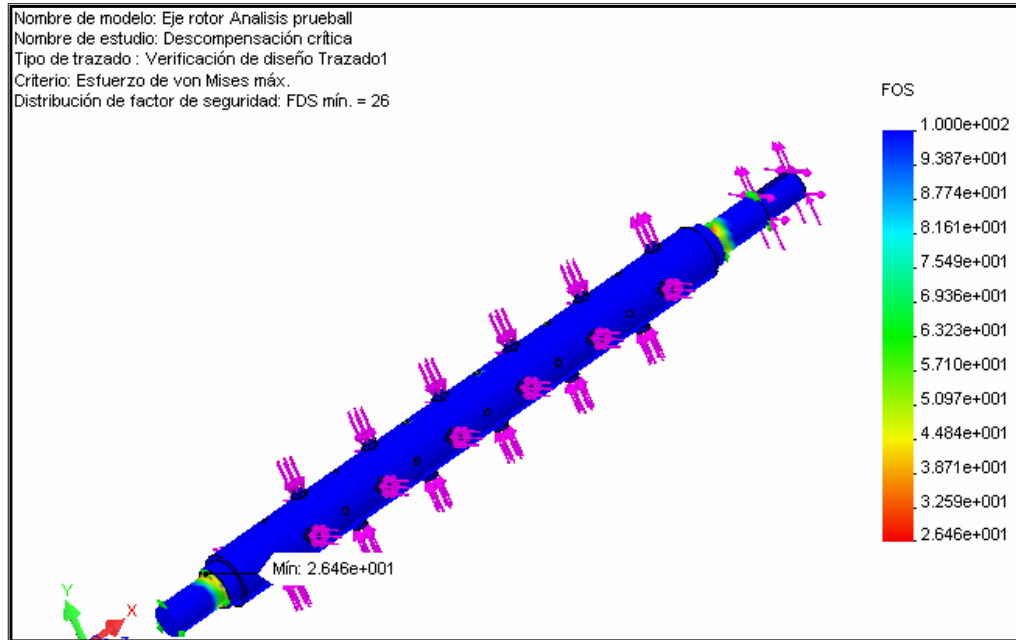


Figura 78. Distribución del factor de seguridad en el rotor en descompensación crítica



Fuente: Pinto, E

Del estudio estático realizado se obtuvo que el esfuerzo máximo en el eje rotor es 20 MPa y el Factor de seguridad mínimo es 26.

El estudio de fatiga correspondiente muestra que la zona crítica en el eje rotor está ubicada en el cambio de sección cercano a la ubicación de los rodamientos y presenta un factor de seguridad de 7.56

**4.2.2 Elementos de corte.** Las cuchillas están hechas de acero FORA 400 que posee una resistencia a la tracción de 1350 MPa y una resistencia al corte de 1080 Mpa. A continuación se presenta la distribución de esfuerzos y el factor de seguridad de las cuchillas bajo carga:

Figura 79. Distribución de esfuerzos en cuchillas

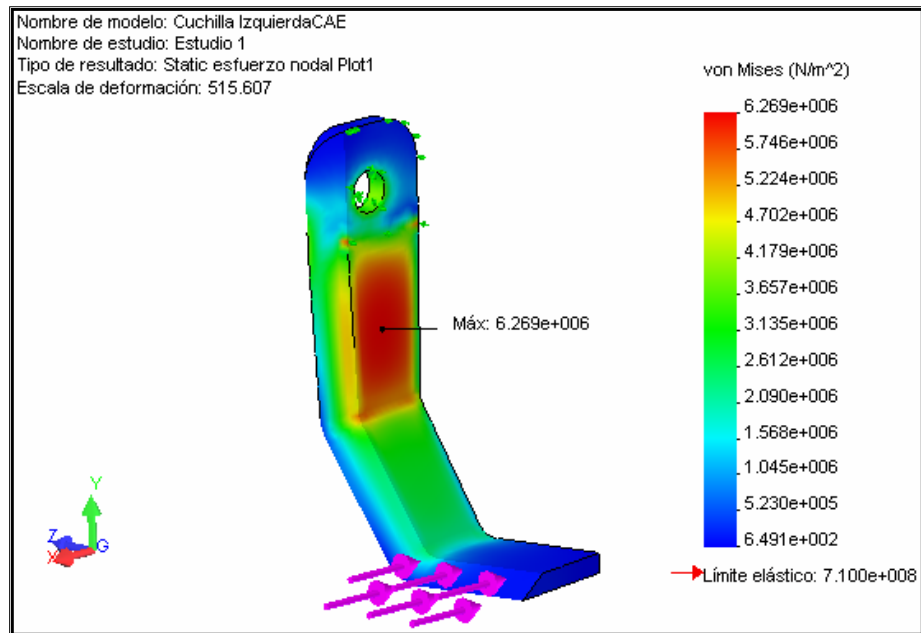
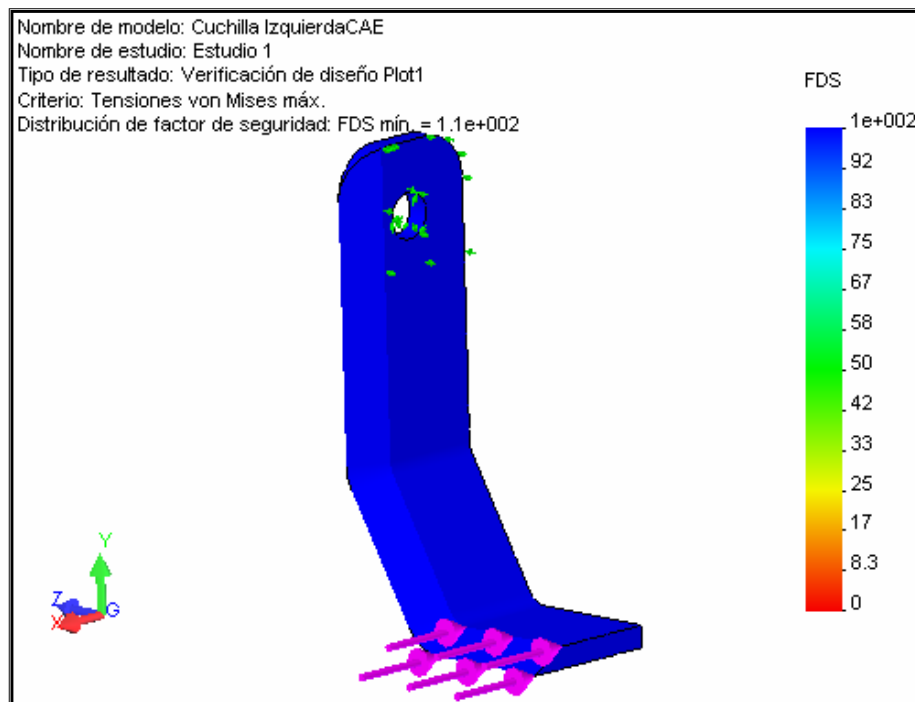


Figura 80. Distribución del factor de seguridad en cuchillas



Del estudio estático realizado se obtuvo que el esfuerzo máximo en el soporte es 6.27 MPa y el Factor de seguridad mínimo es 100.

**4.2.3 Soportes.** Los soportes de las cuchillas también se evaluaron para verificar su comportamiento al someterlos a las cargas que soportan. Están compuestos de las platinas soportes, el casquete base y el perno pasante. Los dos primeros están hechos de acero 1020 que posee una resistencia a la tracción de 379 Mpa y el perno pasante es grado 8 que posee una resistencia a la tracción de 1034 MPa. En las figuras 81 y 82 se pueden observar la distribución de esfuerzos y el factor de seguridad respectivamente.

Figura 81. Distribución de esfuerzos en soporte

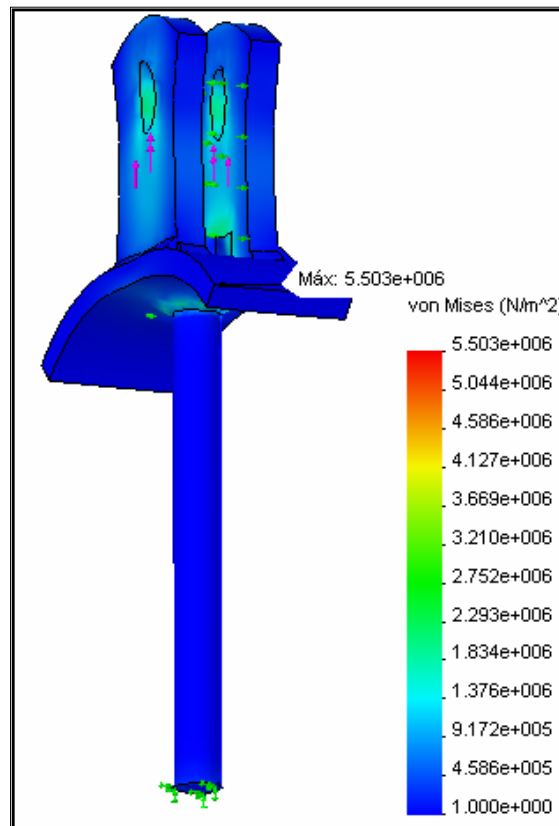
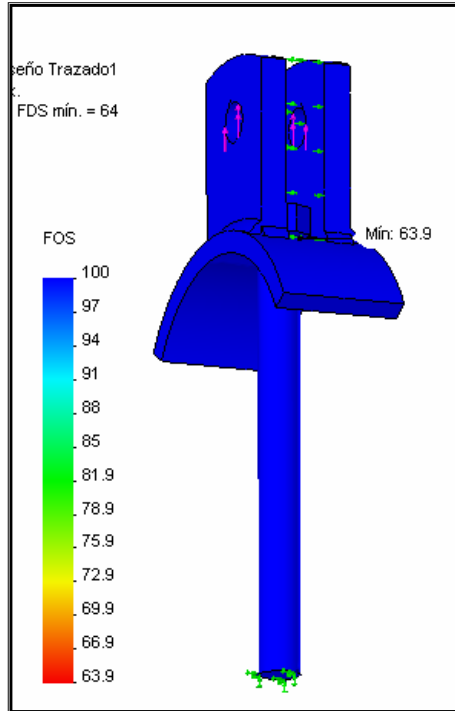


Figura 82. Distribución del factor de seguridad en soporte



Del estudio estático realizado se obtuvo que el esfuerzo máximo en el soporte es 5.5 MPa y el Factor de seguridad mínimo es 63.9.

#### 4.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El sistema de transmisión al igual que los otros sistemas fue modelado en una herramienta CAD, pero únicamente el eje de transmisión del acople a la polea conductora (hecho de acero 1045 con una resistencia a la tracción de 662 MPa y una resistencia al corte de 530 MPa) fue analizado con elementos finitos, por ser el único elemento de la transmisión que requería de verificación para el diseño, los demás componentes fueron seleccionados con elevada confiabilidad basados en la potencia a transmitir. Las figuras 83 y 84 muestran los resultados obtenidos.

Figura 83. Distribución de los esfuerzos en el eje de transmisión

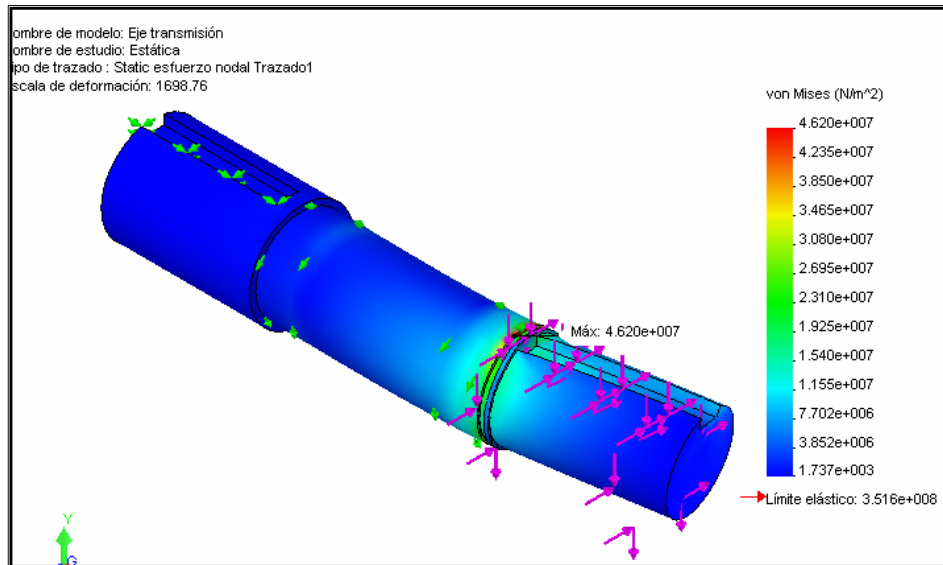
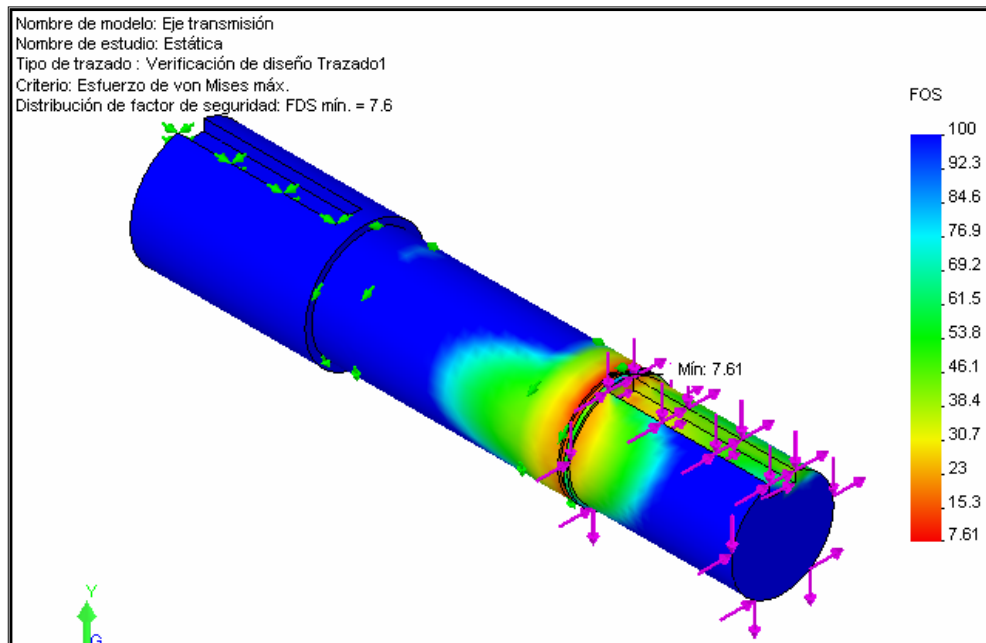


Figura 84. Distribución del factor de seguridad en el eje de transmisión



Del estudio estático realizado se obtuvo que el esfuerzo máximo en el eje rotor es 46.2 MPa y el Factor de seguridad mínimo es 7.6.

El estudio de fatiga correspondiente muestra que la zona crítica en el eje de transmisión está ubicada en el entalle en el que se ubica la chaveta de retención del rodamiento y presenta un factor de seguridad de 6.79

#### 4.4 SISTEMA DE TRASLACIÓN Y SOPORTE

En este sistema se llevo a cabo el análisis por elementos finitos para el enganche de los tres puntos y para el rodillo nivelador.

**4.4.1 Enganche de los tres puntos.** Está compuesto por las platinas de enganche que forman el triangulo de acople, los tirantes del bastidor y los brazos de levantamiento en la trituradora de eje horizontal. Todos estos elementos están hechos de acero 1020 que presentan una resistencia a la tracción de 379 Mpa y una resistencia al corte de 303 MPa. Basados en los análisis estáticos hechos en el capítulo anterior, se aplicaron las cargas respectivas y se hizo el respectivo estudio por elementos finitos. En las figuras 85 y 86 se muestran los resultados obtenidos para las platinas del triangulo de acople; las figuras 87 y 88 muestran los resultados obtenidos para los tirantes del bastidor.

Figura 85. Distribución de esfuerzos en las platinas del triangulo de acople

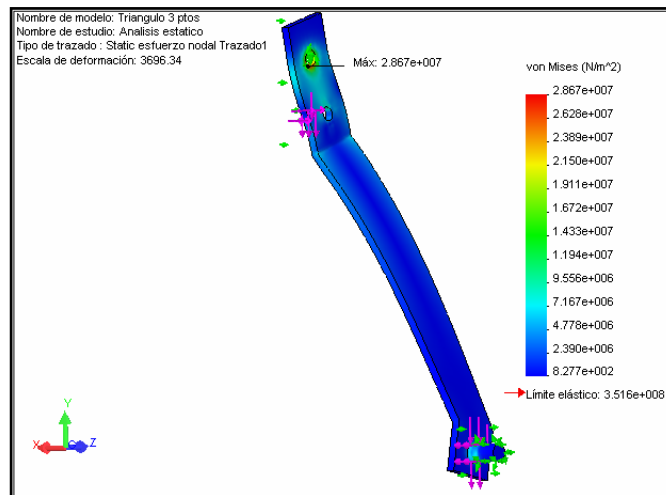
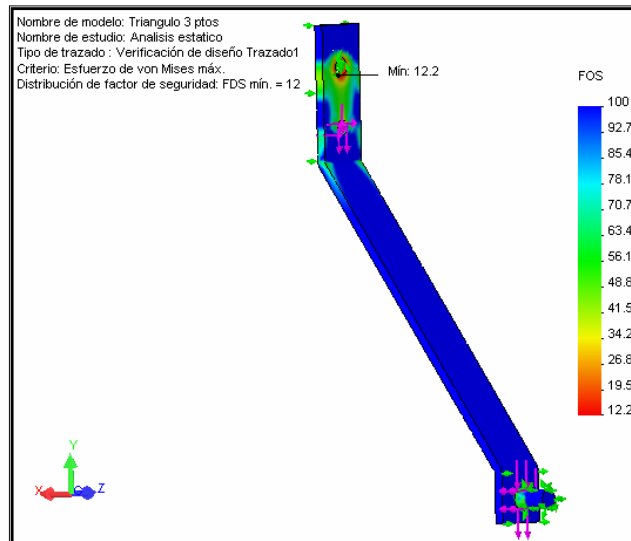


Figura 86. Distribución del factor de seguridad en las platinas del triangulo de acople



Del estudio estático realizado se obtuvo que el esfuerzo máximo en las platinas del triangulo acole es 28.8 MPa y el Factor de seguridad mínimo es 12.2.

Figura 87. Distribución de esfuerzos en los tirantes del bastidor

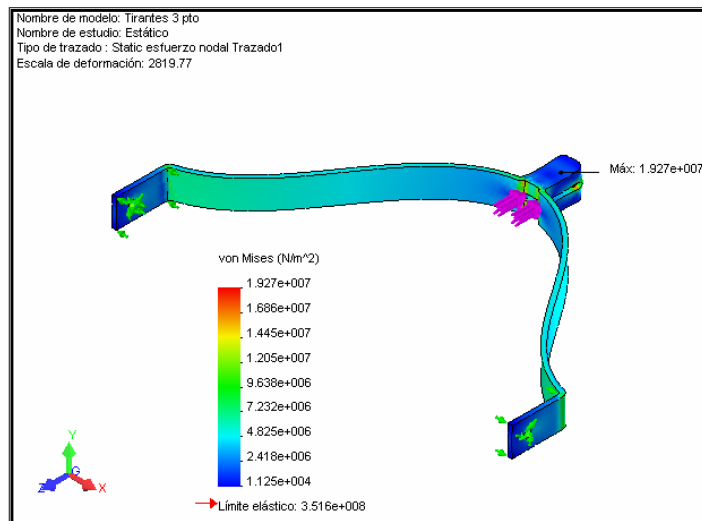
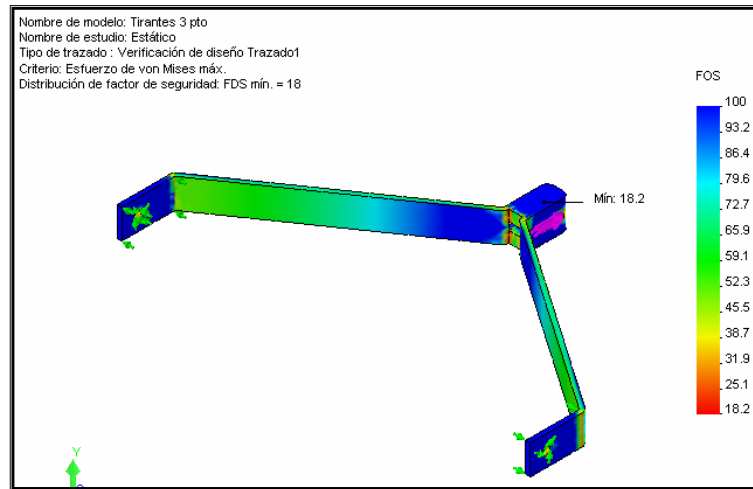


Figura 88. Distribución del factor de seguridad en los tirantes del bastidor



Del estudio estático realizado se obtuvo que el esfuerzo máximo en el eje rotor es 19.3 MPa y el Factor de seguridad mínimo es 18.2.

Los brazos de levantamiento fueron analizados teniendo en cuenta su unión a la lámina de soporte del grupo cónico. En la figura 89 y 90 se muestran respectivamente los resultados del análisis de esfuerzo y la distribución del factor de seguridad.

Figura 89. Distribución de esfuerzos en los brazos de levantamiento

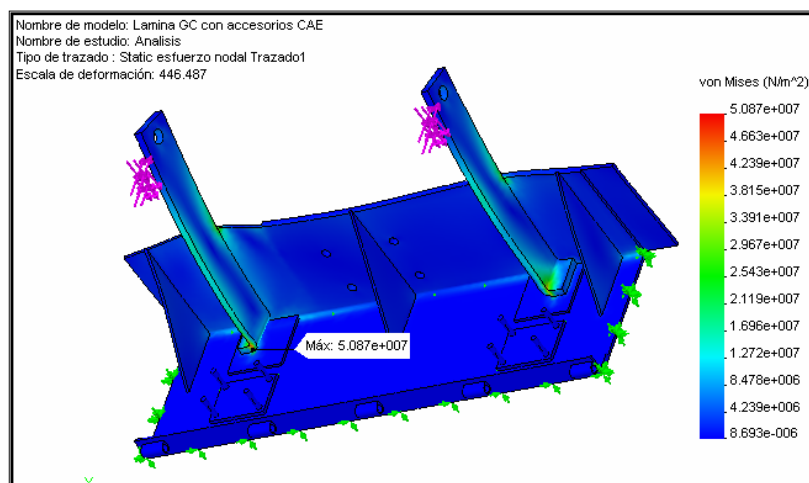
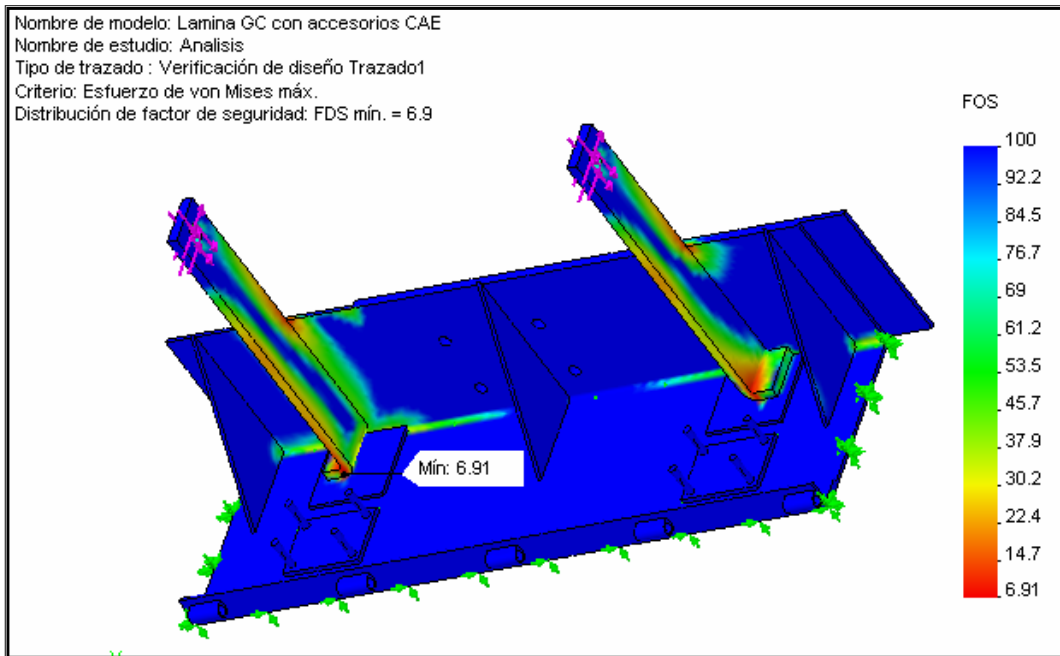


Figura 90. Distribución del factor de seguridad en los brazos de levantamiento



Del estudio estático realizado se obtuvo que el esfuerzo máximo en el eje rotor es 50.87 MPa y el Factor de seguridad mínimo es 6.91.

**4.4.2 Rodillo Nivelador.** Está compuesto por un eje macizo de 20 mm de diámetro y un tubo de 2" nominal. Estos elementos están hechos de acero 1020 que presenta una resistencia a la tracción de 379 MPa y una resistencia al corte de 303 MPa. El tubo puede girar sobre dos rodamientos que están montados sobre el eje macizo.

El estudio por elementos finitos se hace en conjunto. Los resultados se observan en las figuras 91 y 92.

Figura 91. Distribución de esfuerzos en el Rodillo Nivelador

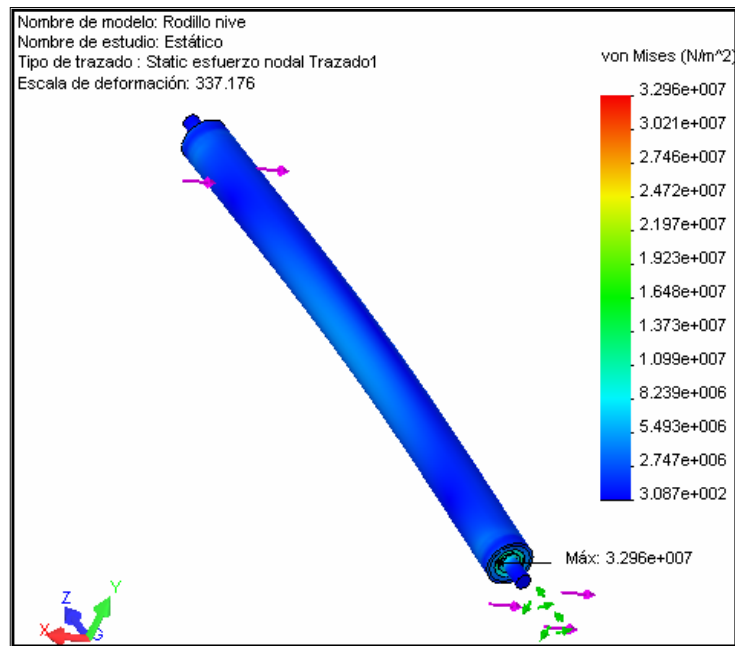
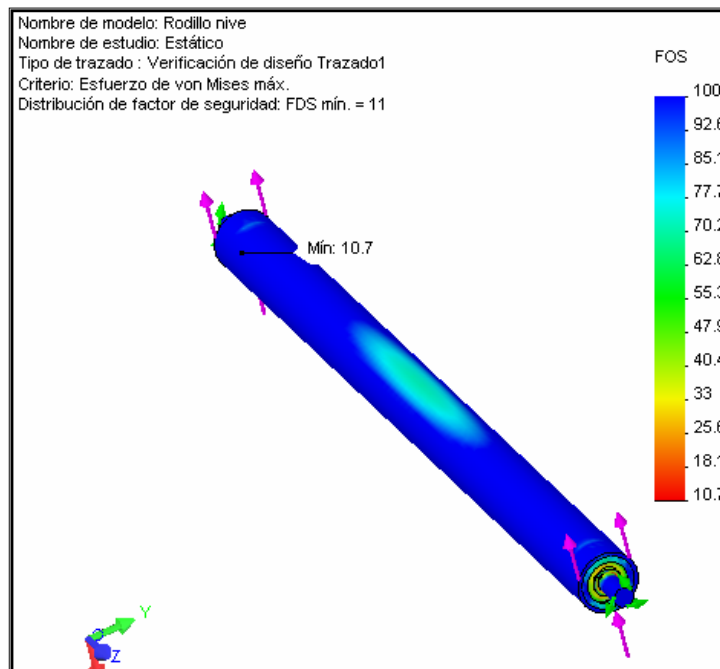


Figura 92. Distribución del factor de seguridad en el Rodillo Nivelador



Del estudio estático realizado se obtuvo que el esfuerzo máximo en el eje rotor es 33 MPa y el Factor de seguridad mínimo es 10.7.

El estudio de fatiga correspondiente muestra que la zona crítica en el rodillo nivelador está ubicada en el cambio de sección de eje en el que se ubican los rodamientos, y presenta un factor de seguridad de 2.22.

## 5. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

### 5.1 BASTIDOR

El diseño del bastidor fue hecho pensando en que cumpliera plenamente con sus funciones dentro de la máquina y su fabricación se llevó a cabo teniendo en cuenta actividades posteriores de mantenimiento. El bastidor está hecho básicamente en piezas de lamina de acero 1020 HR de varios espesores (Ver anexo I). El proceso de construcción del bastidor se puede dividir en 3 partes: Obtención de piezas, terminado de piezas y ensamble del bastidor.

**5.1.1 Obtención de piezas.** Como se dijo anteriormente, el bastidor está hecho de piezas de lámina de acero. Estas piezas son cortadas y dobladas en máquinas especiales con base en las dimensiones requeridas por el diseño. Estas máquinas se pueden observar en las figuras 93 y 94 respectivamente. Después del proceso de corte y doblado se obtienen las piezas que conformarán el bastidor (Figura 95).

Figura 93. Máquina cortadora de láminas



Fuente: Ordóñez, I. DIMAM LTDA.

Figura 94. Máquina dobladora de láminas



Fuente: Ordóñez, I. DIMAM LTDA.

Figura 95. Láminas cortadas y dobladas



**5.1.2 Terminado de piezas.** Teniendo las piezas que conformarán el bastidor, se procede a realizar distintos detalles como agujeros y cortes que

se requieren en las mismas para el posterior ensamble de la máquina. (Ver figura 96).

Figura 96. Terminado de piezas



**5.1.3 Ensamble del bastidor.** Una vez terminadas las piezas se procede a armar la estructura. Aunque el bastidor es totalmente atornillado, las piezas se ensamblan punteándolas con soldadura para llevar a cabo procesos de taladrado (ya que se requiere que coincidan los agujeros para ser atornilladas las piezas) y se verifica la posición de las piezas en el bastidor (Ver figuras 97 y 98). Luego de esto la soldadura es removida y se procede llevar a cabo el ensamble final con tornillos.

Figura 97. Puntos de soldadura entre piezas



Figura 98. Verificación de la geometría del bastidor



Armado el bastidor, se ubicó la criba (Hecha con lamina de acero 1020 de 1/8" de espesor) de tal forma que se completara la bóveda de trituración utilizada en la condición estacionaria de la misma (Ver figura 99).

Figura 99. Ensamble bóveda de trituración



## 5.2 ROTOR

El proceso de elaboración del rotor se puede dividir en 4 partes: Fabricación de elementos de corte, construcción de soportes, fabricación del eje rotor y ensamble del rotor.

**5.2.1 Fabricación de elementos de corte.** Las cuchillas están hechas de acero antidesgaste FORA 400, se solicitan en la compañía general de aceros con las dimensiones requeridas antes de ser dobladas. Teniendo las platinas cortadas, se procede a realizar los agujeros en los que pivotaran las cuchillas y posteriormente son afiladas. El proceso que sigue es el de doblado, para ello se fabrica un dispositivo que permita el doblado de las cuchillas en serie y a las dimensiones requeridas por el diseñador (Ver figura 100 y 101). Obtenidas las cuchillas con sus dimensiones finales, éstas son cementadas a una profundidad de 1mm y así terminar el proceso de fabricación de las cuchillas.

Figura 100. Dispositivo para doblado de cuchillas



Figura 101. Cuchillas dobladas



**5.2.2 Construcción de soportes.** Los soportes están compuestos por: platinas soportes, casquete base, perno pasante y perno pivote. Las platinas soportes que se muestran en la figura 102, son obtenidas del corte de una platina de  $1\frac{1}{4}$ " X  $\frac{1}{4}$ " mediante la técnica de oxicorte y luego son perforados; los casquetes base se consiguen al cortar secciones de tubo en cuatro partes iguales y luego son perforados; los pernos pasante y pivote son sencillamente comprados a las dimensiones requeridas.

En la figura 103 se muestra el dispositivo que permite llevar a cabo la construcción en serie de los soportes, y en la figura 104 se muestran los soportes terminados.

Figura 102. Platinas soporte



Figura 103. Dispositivo para construcción de soportes

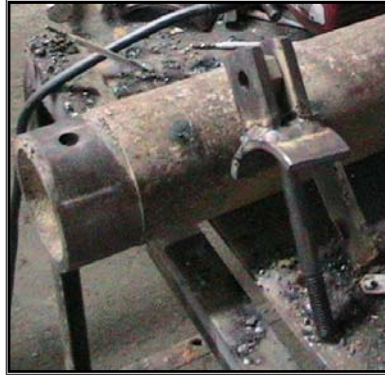
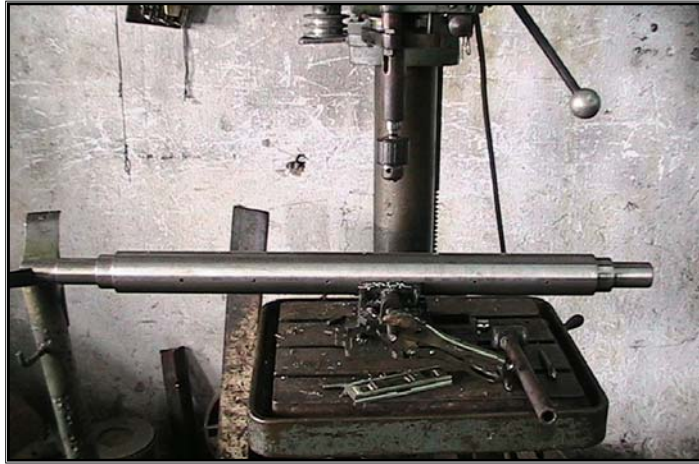


Figura 104. Soportes para cuchillas



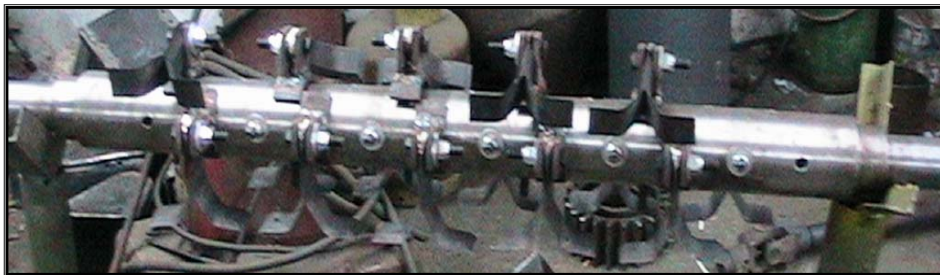
**5.2.3 Fabricación de eje rotor.** El eje rotor está compuesto por un tubo de acero 1045 de 80 cms de largo y dos puntas también de acero 1045. Las puntas son introducidas en el tubo con una prensa una distancia igual a la longitud que sale del tubo, luego se aplica un cordón de soldadura entre el tubo y las puntas. Terminado el ensamble de los elementos, se procede a llevar el respectivo torneado del eje para conseguir las dimensiones y acabados requeridos. Finalmente se efectúan las respectivas perforaciones de 3/8" para la posterior ubicación de los soportes de las cuchillas (Ver figura 105). Ver anexo I

Figura 105. Eje rotor



**5.2.4 Ensamble del rotor.** Terminados los componentes, se procede ensamblar todas las partes del rotor. El eje pivote de las cuchillas se fija con tuerca de seguridad, así como los soportes al eje rotor (Ver figura 106).

Figura 106. Ensamble del rotor

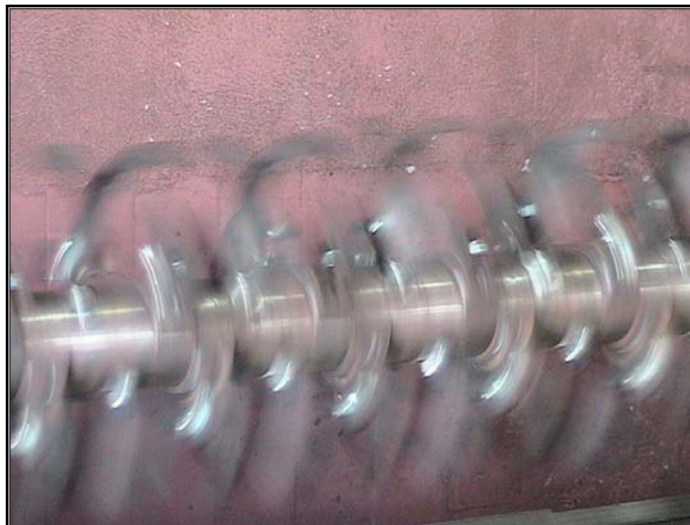


Ensamblado completamente el rotor, se realiza una prueba dinámica del mismo para verificar su comportamiento a las revoluciones a las que trabajará. Estas pruebas se llevaron a cabo montando el rotor en un torno (Figura 107), poniéndolo a girar a varias velocidades para observar su comportamiento (Figura 108).

Figura 107. Rotor montado en torno



Figura 108. Prueba dinámica



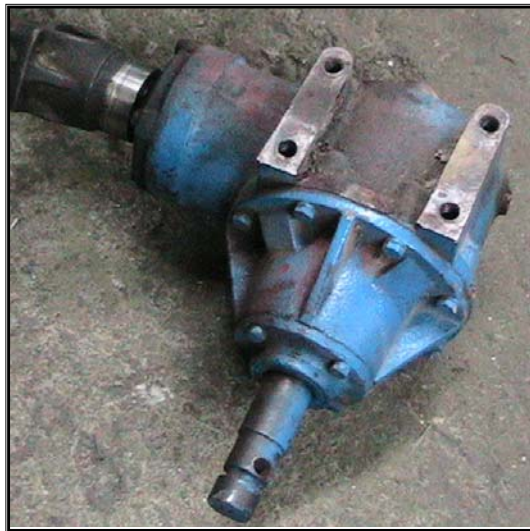
El rotor alcanzó velocidades de 1050 rpm en el torno, mostrando un comportamiento dinámico excelente, lo que reflejaba que el rotor cumplía con los requerimientos del balaceo necesario.

### 5.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El sistema de transmisión lo componen: El grupo cónico, el acople cardán, el eje de transmisión acople-polea y la transmisión por bandas.

**5.3.1 Grupo cónico.** El grupo cónico que se muestra en la figura 109, fue tomado de una máquina corta maleza (la potencia de trabajo máxima admisible de esta máquina estaba entre 20 y 30 Hp) que existía en la sede Catay. Esto se hizo con la respectiva autorización del presidente de la entidad con el fin de bajar los costos de la trituradora de eje horizontal. A este grupo se le hizo una revisión de sus elementos y se adecuó para el trabajo.

Figura 109. Grupo cónico



**5.3.2 Acople.** La junta universal que se emplea en la máquina, pertenecía a la transmisión de un camión FORD 600 cuya potencia es de 370 Hp. En la figura 110 se observa el acople cardán utilizado.

Figura 110. Acople cardán



**5.3.3 Eje de transmisión.** El eje de transmisión está fabricado con acero 1045 y se consigue torneándolo hasta las dimensiones requeridas. Este eje se monta en dos rodamientos que hacen parte de un soporte hecho con tubo y laminas verticales.

**5.3.4 Transmisión por bandas.** Esta transmisión la componen dos poleas doble canal, una de 9" y otra de 5", una polea tensora y dos bandas B 48 (Ver figura 111). (Ver Anexo H)

Figura 111. Transmisión por correas



## 5.4 SISTEMA DE TRASLACIÓN Y SOPORTE

Este sistema está compuesto básicamente por: El enganche de los tres puntos, el rodillo nivelador y las ruedas.

**5.4.1 Enganche de los tres puntos.** El enganche de la máquina al tractor lo componen 2 brazos de levantamiento hechos con platina de  $2\frac{1}{2}'' \times 1\frac{1}{2}''$ , dos platinas de  $2\frac{1}{2}'' \times 3\frac{3}{8}''$  que forman el triangulo de unión y dos platinas de  $2\frac{1}{2}'' \times 3\frac{3}{8}''$  que son los tirantes al tercer punto y que se unen con soldadura en el punto de encuentro. Todas las piezas son de acero 1020 y fueron hechas por forja. En la figura 112 se muestran las platinas forjadas a las dimensiones requeridas.

Figura 112. Platinas forjadas para el enganche de los 3 puntos.



**5.4.2 Rodillo nivelador.** Este está compuesto por un eje de 20 mm de diámetro por 1 metro de longitud, dos rodamientos 6204 y un tubo de 2'' (Diámetro nominal) (Ver figura 113).

Figura 113. Rodillo nivelador



**5.4.3 Ruedas.** Las ruedas son comparadas teniendo en cuenta la carga a soportar por las mismas, y estas están montadas en un soporte que permiten variar la altura de corte de máquina (Ver figura 114). (Ver anexo H)

Figura 114. Rueda



## 5.5 ENSAMBLE

Teniendo a la mano todos los componentes de la trituradora horizontal, el primer paso antes de su ensamble definitivo fue la aplicación del anticorrosivo a cada componente, en la figura 115 se observan algunas piezas en este proceso, para luego ser pintadas en su color definitivo.

Disponiendo de los sistemas de la trituradora y de sus componentes, el ensamble de la máquina se llevó a cabo de la siguiente forma:

- a. Instalación del rotor con sus soportes (Chumaceras) (Figura 116)
- b. Ubicación de los elementos de la transmisión (Figura 117)
- c. Disposición de los elementos de traslación y soporte (Figura 118)

Figura 115. Piezas con anticorrosivo aplicado



Figura 116. Instalación del rotor

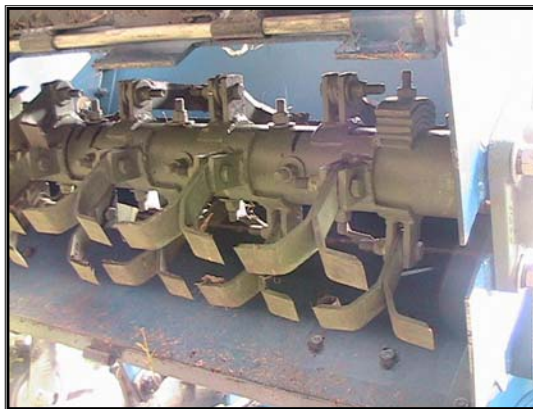
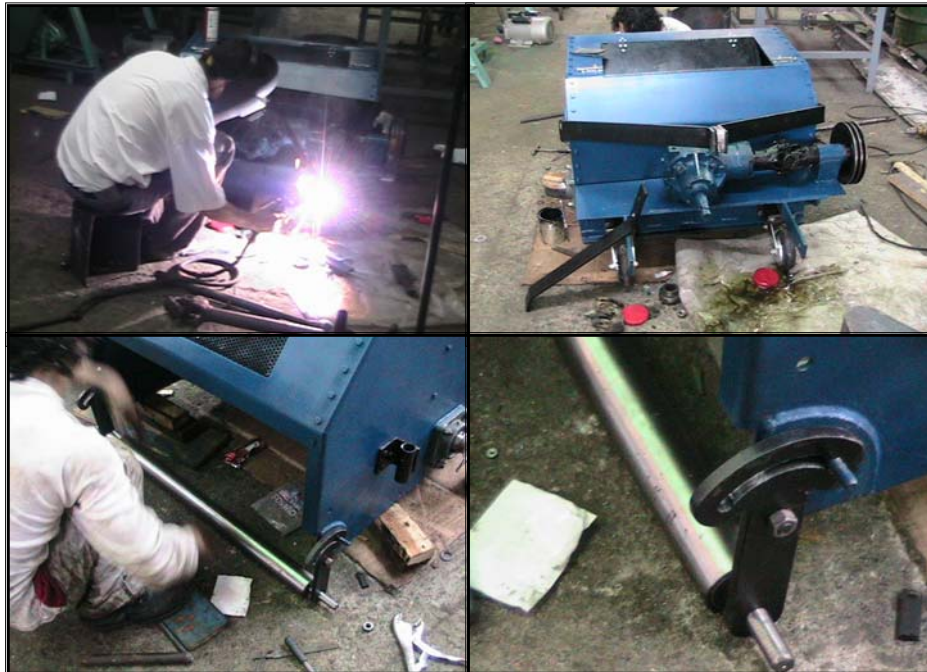


Figura 117. Ubicación de los elementos de la transmisión

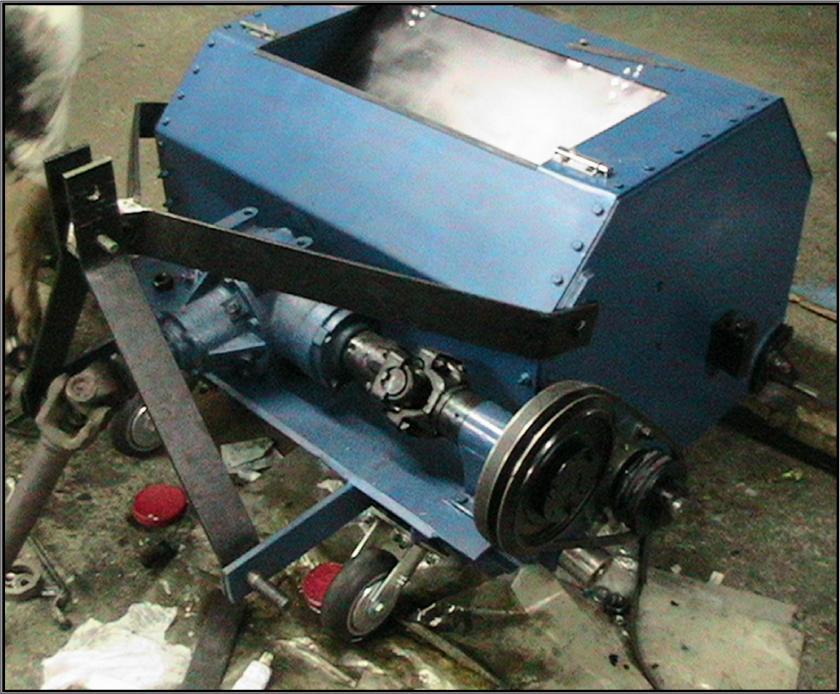


Figura 118. Disposición de los componentes del sistema de traslación y soporte



En la figura 119 se muestra la trituradora de eje horizontal ensamblada en su totalidad.

Figura 119. Trituradora de eje horizontal



## **6. PUESTA EN MARCHA Y RECOMENDACIONES DE USO**

Cumplidos los respectivos procesos de diseño y construcción de forma satisfactoria, se procede a realizar el montaje de la máquina en el tractor, y la puesta en marcha del mismo en la sede. Para lograr un funcionamiento óptimo de la trituradora de eje horizontal, se requiere llevar a cabo una serie de acciones que permitan un buen desempeño de la máquina en la sede.

En este capítulo se describen las pruebas realizadas por la máquina en su condición dinámica y estacionaria, y se presentan una serie de recomendaciones para un uso adecuado.

### **6.1 PRUEBA EN CODICIÓN DINÁMICA**

La labor en condición dinámica, se llevó a cabo en la cancha de fútbol de Catay. En la figura 120, se puede apreciar la máquina efectuando el corte del terreno siendo tirada por el tractor.

Figura 120. Prueba en condición dinámica



En la figura 121 se puede apreciar claramente el acople de los tres puntos al tractor y el suministro de potencia por parte del tractor mediante el cardan a la trituradora de eje horizontal.

Figura 121. Conexión tractor-trituradora



El trabajo de la máquina se llevó a cabo, siendo tirada por el tractor a una velocidad de 4Km/h aproximadamente, y una velocidad de giro por parte del toma de fuerza de 540rpm, que equivalen a una velocidad de rotación del rotor en la trituradora de 1093.5rpm aproximadamente. Los resultados de la labor fueron excelentes, en la figura 122, se puede apreciar la zona de trabajo de la máquina en la cancha.

Figura 122. Resultados de la prueba en condición dinámica



En el transcurso de la labor, la máquina llevó a cabo labores de recolección del material cortado, sin embargo, su eficiencia de recolección era muy baja, ya que la cantidad de material cortado era demasiado grande para las dimensiones de la máquina. En la figura 123 se observa el material recolectado por la máquina en una pequeña sección de cancha.

Figura 123. Material recolectado por la máquina



## 6.2 PRUEBA EN CODICIÓN ESTACIONARIA

En condición estacionaria la máquina cumple la función de triturar el material vegetal que se recoge diariamente en la sede de Catay. Para cumplir esta tarea, la máquina es llevada a un sitio específico para efectuar la labor, para esto, se requiere transportar la máquina en forma suspendida hacia el sitio determinado. En la figura 124 se muestra como el tractor suspende la máquina para ubicarla en la zona de trabajo.

Figura 124. Máquina suspendida para ubicación en zona de trabajo



Ubicada la trituradora en la zona de trabajo, se procede a ubicar la criba y la lamina direccionadora en sus posiciones respectivas para formar la bóveda de trituración, también se baja la tapa que sirve de “tolva” para depositar el material a triturar. En la figura 125 se muestra como se llevó a cabo el proceso de trituración por parte del operario y en la figura 126 se observa el material triturado saliendo por la criba.

Figura 125. Prueba en condición estacionaria



Figura 126. Salida del material triturado por la criba



En la figura 127 se observa el material triturado, resultado de la prueba en condición estacionaria de la máquina. Las dimensiones de las partículas trituradas fueron entre 3 y 6cm, que son las dimensiones recomendadas por los expertos en el tema para la producción de compost.

Figura 127. Material triturado resultado de la prueba estacionaria



### 6.3 RECOMENDACIONES DE USO

Para el uso adecuado de la trituradora de eje horizontal y para alargar su vida útil, se deben llevar a cabo los pasos e instrucciones correspondientes a los procedimientos de: Revisión y acople, puesta en marcha en condición dinámica y puesta en marcha en condición estacionaria.

**6.3.1 Revisión y acople.** Este es el procedimiento requerido para iniciar cualquier labor con la trituradora de eje horizontal. Consta de los siguientes pasos:

- i. Revisión del implemento: Antes de iniciar cualquier labor, es necesario que realice una inspección general de la máquina. Se debe revisar principalmente el rotor para verificar el estado de las cuchillas.
- ii. Graduación la altura de corte: Para ello, ajuste el rodillo nivelador y la posición de las ruedas hasta lograr la altura de trabajo requerida. **Nota:** Se debe evitar que las cuchillas trabajen directamente sobre el suelo.
- iii. Nivelación: Para lograr una labor efectiva gradúe la trituradora de eje horizontal, de tal manera que la estructura vista por detrás quede paralela al eje del tren trasero del tractor, y vista lateralmente en posición horizontal.
- iv. Acople al tractor:
  - a. Conecte el eje macho del cardán al toma fuerza del tractor
  - b. Acople el eje hembra del cardán al grupo cónico de la máquina y al eje macho que fue conectado al toma fuerza.
  - c. Conecte el brazo derecho del tractor al enganche correspondiente de la trituradora de eje horizontal
  - d. Conecte el brazo izquierdo del tractor al enganche correspondiente en la trituradora de eje horizontal. Cerciórese que este brazo quede a la misma altura del brazo derecho.
  - e. Conecte la corbata del tractor al tercer punto de la trituradora de eje horizontal.

**6.3.2 Puesta en marcha en condición dinámica.** Para trabajar la máquina en condición dinámica, se recomienda tener en cuenta las siguientes instrucciones:

- Inspeccione el estado del terreno en el que trabajará la máquina, buscando quitar piedras de gran tamaño y evitar raíces que estén por encima de la altura de corte establecida.
- Transporte la trituradora de eje horizontal en forma suspendida hasta la zona de trabajo. Esto se hace con el uso del sistema hidráulico del tractor.
- Accione el toma de fuerza del tractor cuando la trituradora de eje horizontal este sobre el suelo, en la zona de trabajo.
- La velocidad de desplazamiento de la trituradora de eje horizontal en funcionamiento tirada por el tractor, no debe excederse de 5Km/h

**6.3.3 Puesta en funcionamiento en condición estacionaria.** Para trabajar la máquina en condición estacionaria, se deben seguir los siguientes pasos:

- a. Transporte la máquina en forma suspendida hasta al sitio de trabajo. Esto se hace sin accionar el toma de fuerza.
- b. Puesta a punto para la labor:
  - i. Disposición de la criba. Ubique y asegure la criba en la posición requerida para la condición estacionaria.
  - ii. Baje la máquina a la posición de trabajo. Esto se logra con ayuda del sistema hidráulico del tractor.
  - iii. Baje la tapa y coloque la lamina direccionadora en la posición correspondiente para la condición estacionaria.
  - iv. Accione el toma de fuerza para poner a funcionar la máquina.
- c. Deposite el material a triturar. Evite depositar piedras y tallos de diámetros superiores a 15mm.

## 7. CONCLUSIONES

- Se desarrolló una máquina trituradora de eje horizontal acorde a las necesidades de la sede campestre Catay y adaptable al tractor MITSUBISHI D 2300 FD con que cuenta la sede actualmente.
- Se realizó el montaje de la trituradora de eje horizontal en el tractor y se ejecutaron las labores de corte del césped en la cancha Catay y la trituración de restos vegetales recolectados en la sede.
- Con el uso de la trituradora de eje horizontal, se consiguió llevar a cabo la mantención de las zonas verdes de Catay, mejorando el potencial con que contaba la sede para la ejecución de estas labores.
- Se mejoró el proceso de producción de compostaje al conseguir las dimensiones optimas del material base para el compost que oscila entre 3 y 6 cms gracias a la trituración de los restos vegetales recolectados en la sede haciendo uso de la trituradora de eje horizontal.
- Se innovó en el diseño de maquinaria agrícola al conseguir una máquina que pudiera cumplir con labores de aprovechamiento de restos vegetales y con la mantención de zonas verdes.
- Se estableció un procedimiento adecuado para el análisis, diseño y construcción de maquinaria agrícola destinada a la mantención de zonas verdes y aprovechamiento de restos vegetales.

- Se hizo uso de herramientas informáticas CAD/CAE para el desarrollo de la trituradora de eje horizontal, mejorando la eficiencia y la confiabilidad del diseño y los posteriores procesos de construcción y ensamble.
- Se reafirmó la importancia del tractor en las labores agrícolas, y lo fundamental que es su estudio para la implementación de tecnología agrícola y mejora de procedimientos.

## BIBLIOGRAFIA

- **AVALLONE**, Eugene; **BAUMEISTER III**, Theodore. Manual del Ingeniero Mecánico. México: McGraw-Hill, 1995, Tomos I y II.
- **BARR SILVA**, María Teresa; **DOMÍNGUEZ DOMÍNGUEZ**, Marta y **DÍAZ-FIERROS VIQUEIRA** Francisco. Usos del compost y papel de la materia orgánica del suelo. España. Universidad de Santiago de Compostela. Departamento de Edafología y Química Agrícola. Disponible en Internet: <http://www.adegagaliza.org/documentacion>
- **BOUCHÉ**, Ch; **SASS**, F. Manual del constructor de máquinas. Barcelona: Editorial Labor, 1979, Tomos I y II.
- **GOMEZ ROJAS**, Luis Alberto y **MARIÑO FAJARDO**, Omar Ricardo. Diseño y construcción de un implemento desbrozador para acoplar a tractor. Bucaramanga, 2002, trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Escuela de Ingeniería Mecánica. Área de diseño.
- **MOTT, Robert**. Diseño de Elementos de Máquinas. México: Prentice Hall, 1992, 787 P.
- **PORRAS PIEDRA**, Gustavo; **SORRIANO MARTÍN**, Maria Luisa y **PORRAS SORIANO**, Andrés. Motores Agrícolas. España. Universidad de Castilla la Mancha. Escuela de Ingeniería Técnica Agrícola. Disponible en Internet: <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano>

- **SOTO MOLINA, Saúl.** Introducción al estudio de maquinaria agrícola. México: Trillas, 1983, 255 P.
- **STONE, Archie.** Maquinaria Agrícola. México: Continental, 1976, p. 9-147, 261-315.



# **ANEXOS**

**ANEXO A. Cotización máquina trituradora de eje horizontal**

<b>SISTEMAS DE LA TRITURADORA DE EJE HORIZONTAL</b>		<b>Costo</b>	<b>IVA</b>	<b>Total</b>
<b>BASTIDOR</b>	<b>Materiales</b>	\$ 470.690	\$ 75.310	\$ 546.000
	<b>Procesos de manufactura</b>	\$ 550.000	\$ 88.000	\$ 638.000
<b>ROTOR</b>	<b>Materiales</b>	\$ 266.103	\$ 42.576	\$ 308.680
	<b>Procesos de manufactura</b>	\$ 1.344.000	\$ 215.040	\$ 1.559.040
<b>BOVEDA DE TRITURACIÓN</b>	<b>Materiales</b>	\$ 115.991	\$ 18.559	\$ 134.550
	<b>Procesos de manufactura</b>	\$ 380.000	\$ 60.800	\$ 440.800
<b>SISTEMA DE TRASLACIÓN Y SOPORTE</b>	<b>Materiales</b>	\$ 744.690	\$ 119.150	\$ 863.840
	<b>Procesos de manufactura</b>			
<b>SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA</b>	<b>Materiales</b>	\$ 1.020.100	\$ 163.216	\$ 1.183.316
	<b>Procesos de manufactura</b>			
<b>TOTAL</b>		<b>\$ 4.891.573</b>	<b>\$ 782.652</b>	<b>\$ 5.674.225</b>

Fuente: DIMAM LTDA Y AUTORES

**ANEXO B. Cotizaciones de equipos para eliminación de maleza y aprovechamiento de restos vegetales**

 <b>MAQUINARIA MONTANA</b> LTDA		Los precios son fábrica Bogotá – Los fletes son por cuenta y riesgo del comprador		Bogotá. Febrero 15 de 2006	
7/8					
<b>Lista de precios al Público</b>					
<b>CORTAMALEZAS</b>					
	<b>MODELO</b>	<b>ANCHO DE CORTE</b>	<b>POTENCIA HP</b>	<b>PRECIO (Con llantas imponchables)</b>	<b>PRECIO (Con rines)</b>
<b>Cortamalezas de Tiro</b>					
Cardan con embrague					
	CMT60	1.53	15-20	5'200.000	4'950.000
	CMT72	1.83	20-30	5'500.000	5'250.000
	CMT84	2.13	30-40	5'900.000	5'650.000
	CMT120	3.00	60-70	9'800.000	9'550.000
Los precios del cilindro hidráulico para los Cortamalezas de tiro se encuentran en la página no. 4					
<b>Cortamalezas de Alce</b>					
Cardan con <b>embrague</b> y patín de cola con llanta imponchable					
	CM60	1.53	15-20	4'200.000	
	CM72	1.83	20-30	4'300.000	
	CM84	2.13	30-40	4'500.000	

- **DESBROZADORAS MONTANA**

<b>Modelo</b>	<b>Ancho de trabajo (m)</b>	<b>Potencia Requerida (HP)</b>	<b>Peso Aproximado (Kg.)</b>	<b>Precio (\$)</b>
DB160	1.60	50-06	500	9'700,000
DB200	2.00	60-75	600	10'600,000
DB240	2.40	75-100	700	11'500,000



## TECNOLOGÍA ECOLÓGICA

DISEÑADO PARA SER UTILIZADO EN EL TRATAMIENTO DE DESECHOS VEGETALES GENERADOS EN LOS DIFERENTES CULTIVOS; DE LA MISMA MANERA LA REUTILIZACIÓN DE SUS PROPIOS RECURSOS.

SIRVE PARA TRITURAR BASURA CLASIFICADA - NO MEZCLAR: ZUNCHO, PIOLAS, CABUYAS, LAZOS, PLÁSTICOS, LATAS, VIDRIO, PAPEL, BOLSAS PLÁSTICAS, IÇOPOR, MADERAS, ÚNICAMENTE MATERIAL ORGÁNICO O SEA MATERIAL VERDE

# TRITURADOR DE DESECHOS VEGETALES

### MODELO TDV24 PRECIO: \$ 4'412.000

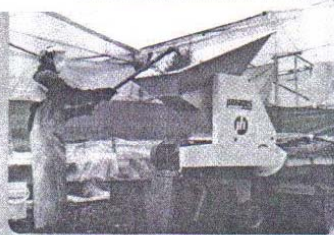
Alimentación manual. Tolva superior de gran amplitud y fácil alimentación por gravedad. Trabaja con 24 martillos tipo sierra de 6 usos cada uno que actúan como trituradores de cualquier tipo de material. La Tolva lateral que trabaja con tres cuchillas móviles realizando un excelente trabajo como picadores de ramas de árboles hasta de 1.5" de diámetro.



Tolva de salida abatible en cuatro posiciones para controlar la distancia de expulsión de material triturado. Reductor de volumen en una proporción de 5:1 (proporción mínima dependiendo del tipo de material.) Sistema de embrague manual por deslizamiento de banda cuando esta equipado con motor a gasolina o diesel. Dispuesta sobre ruedas para facilidad de movilización. Capacidad de 6 m<sup>3</sup> x hora de picado.

### MODELO TDV24A PRECIO: \$6.695.000

Diseño especial de Tolva superior con alimentación de tambor y dedos retráctiles que obligan la entrada del material a una cámara de picado donde lo reciben 24 martillos tipo sierra o de platinas de alta resistencia al desgaste que actúan como trituradores de cualquier tipo de material. La Tolva lateral que trabaja con tres cuchillas móviles realizando un excelente trabajo como picadora de ramas de árboles



hasta de 1.5" de diámetro. Tolva de salida abatible en cuatro posiciones para controlar la distancia de expulsión del material picado.

Reducción de volumen en una proporción de 4:1 (proporción máxima dependiendo del tipo de material.) Sistema de embrague manual por deslizamiento de bandas. Dispuesta sobre ruedas para facilidad de movilización. Capacidad de 9 a 10 m<sup>3</sup> x hora de picado.

### TRITURADOR PICADOR TRP11 PRECIO: \$ 29.000.000

Diseñado para triturar ó picar según este dispuesto con martillos dentados (24) ó cuchillas de corte (4). Su amplia e inclinada tolva y su sistema de alimentación (piña alimentadora) facilitan tanto el triturado como el picado de material corto ó largo que se originan como desechos vegetales en la horticultura, podas de árboles (hasta de 3/4 de diámetro) vástago de banano, caña de azúcar para ensilaje en la alimentación animal, bagazo de caña en la elaboración de bloque multinutricional, pulverización de gallinaza etc. Su capacidad de



triturado en desechos vegetales esta por el orden de 6 m<sup>3</sup> x hora y en picado de material vegetal largo cerca a las 3 toneladas x hora dependiendo de la densidad específica o el material.

Posee dos tipos de corte o triturado, por variación en el sistema alimentador de 6 a 12 mm. puede ser operado con motor eléctrico de 10 HP, gasolina o diesel de 16 HP. Tiene un chasis compacto y resistente, dispone de 2 ruedas neumáticas de 16" que le permiten fácil movilización cuando el proceso de trabajo así lo exija. NO ES ÚTIL PARA LA FLORICULTURA.

### ESPECIFICACIONES TÉCNICAS TDV24 / TDV24A / TRP11

EQUIPO	POTENCIA REQUERIDA MOTOR	CAPACIDAD TOLVA (L x A)	SISTEMA DE CORTE	CAPACIDAD PICADO	VELOCIDAD ROTACION DEL ROTOR	DISTANCIA ENTRE RUEDAS	PESO NETO	TAMAÑO (LxAxA)
TDV24	12 H.P. ELECTRICO 16 H.P. GASOLINA O DIESEL	77x99 cms	24 MARTILLOS TIPO SIERRA O PLATINAS DE ALTA RESISTENCIA AL DESGASTE, 3 CUCHILLAS FIJAS	1 1/2" ∅	2500 R.P.M.	80 cms	210 kgs	116x80x140
TDV24A	15 H.P. ELECTRICO 24 H.P. GASOLINA O DIESEL	90x80 cms	24 MARTILLOS TIPO SIERRA O PLATINAS DE ALTA RESISTENCIA AL DESGASTE, 3 CUCHILLAS FIJAS	1 1/2" ∅	2500 R.P.M.	80 cms	250 kgs	117x80x145
TRP11	10 H.P. ELECTRICO 13-16 H.P. GASOLINA	50x76 cms	30 MARTILLOS TIPO SIERRA, 1 CONTRACUCHILLA	3/4" ∅	3600 R.P.M.	60 cms	200 kgs	140x110x120



## ANEXO C. Catalogo tractor JOHN DEERE 790- 27 HP

<b>Especificaciones</b>	
<b>Modelo</b>	<b>Tractor 790</b>
<b>Motor</b>	
Marca	Yanmar
Modelo	3TNE84
Sistema de refrigeración	Por agua
Potencia (HP/kW)	27 / 20.1
Régimen (rpm)	2700
Número de cilindros	3
Aspiración	Turboalimentado
Diámetro y carrera (mm)	84 x 90
Desplazamiento (cm <sup>3</sup> )	1500
Aspiración	Natural
<b>Transmisión</b>	
Embrague tipo	Monodisco seco
Accionamiento	Mecánico
Transmisión tipo	De engranajes deslizables
Oscilación lateral automática Master	Si
Cantidad de marchas (avance y retroceso)	8 / 2
Traba de diferencial trasero	Si
<b>Toma de Fuerza</b>	
Tipo	Acople Mecánico
Accionamiento	Mecánico
Régimen (rpm)	Trasera: 540 / Central: 2100
<b>Tracción Delantera (en doble tracción)</b>	
Tipo	Mecánica
Acoplamiento sobre la marcha	Si
Accionamiento	Mecánico
<b>Sistema Hidráulico</b>	
Tipo	Centro abierto
Bomba tipo	De engranajes en tandem
Caudal máximo (l/min)	21.1
Presión máxima (kg/cm <sup>2</sup> )	142
<b>Levante Hidráulico de 3 Puntos</b>	
Categoría	I
Capacidad máxima de levante (kg)	370 (A 61 cm del extremo de los brazos )
Accionamiento	Hidráulico

Cantidad de válvulas de control remoto	2
<b>Dirección</b>	
Tipo	Hidrostática
<b>Frenos</b>	
Tipo	De zapatas
Accionamiento	Mecánico
<b>Sistema Eléctrico</b>	
Tipo	12 V
Baterías	1
Alternador (amp)	20
<b>Rodados Tracción Sencilla</b>	
Delanteros estándar	5.00 - 15 - 6PR F2
Traseros estándar	11.2 - 24 - 4PR R1
<b>Rodados Doble Tracción</b>	
Delanteros estándar	7.00 - 14 - 6PR R1
Traseros estándar	11.2 - 24 - 4PR R1
<b>Peso Tracción Sencilla</b>	
Peso en orden de marcha (kg)	875
<b>Peso Doble Tracción</b>	
Peso en orden de marcha (kg)	955
<b>Estación del Operador</b>	
Plataforma abierta	Si
Cabina con aire acondicionado	No
Estructura antivuelco	Si
Inclinación regulable del volante	No
Regulación horizontal y vertical del asiento	Horizontal
<b>Capacidades (l)</b>	
Tanque de combustible	24
Cárter	4
Transmisión sistema hidráulico	15
Diferencial delantero y mandos finales	2.13
Sistema de enfriamiento	4.8
<b>Dimensiones</b>	
Altura máxima (mm)	2091
Distancia entre ejes (mm)	1535
Largo máximo (mm)	2853
Ancho máximo (mm)	1452
Trocha delantera variable	No
Trocha trasera variable	No

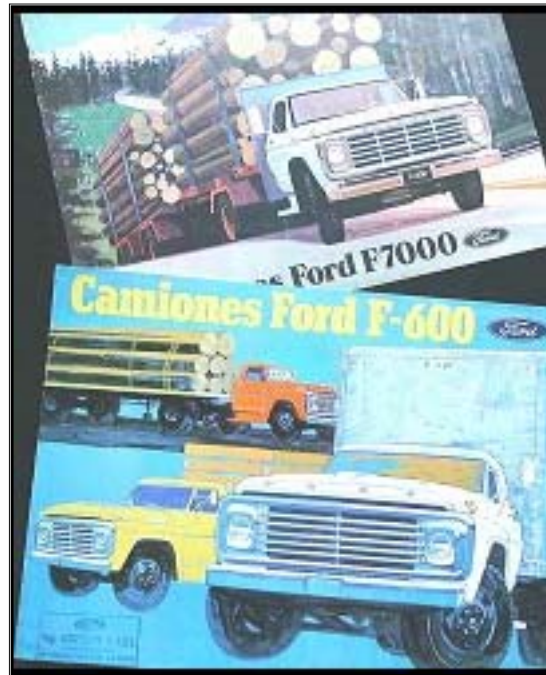
## ANEXO D. Datos técnicos cortamalezas Catay



- Aproveche al máximo la potencia de su tractor.
- Disponible tanto en tiro como en alce.
- Cardan con embrague.

Modelo	Ancho de trabajo (m)	Potencia Requerida (HP)	Peso Aproximado (Kg.)
<b>Alce</b>			
<b>CM60</b>	1.53	15-20	315
<b>CM72</b>	<b>1.83</b>	<b>20-30</b>	<b>350</b>
<b>CM84</b>	2.13	30-40	430
<b>Tiro</b>			
<b>CMT60</b>	1.53	15-20	335
<b>CMT72</b>	<b>1.83</b>	<b>20-30</b>	<b>400</b>
<b>CMT84</b>	2.13	30-40	480

**ANEXO E. Datos técnicos de camión FORD 600.**

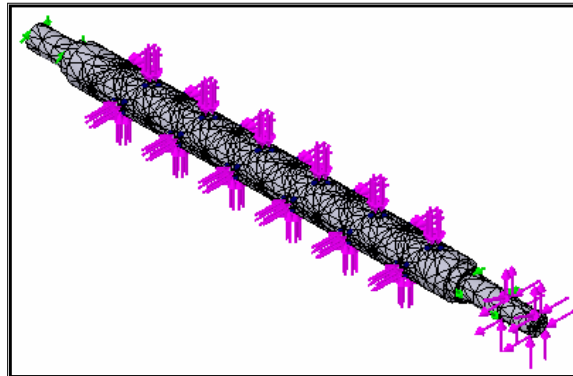


<b>MODELO</b>	1976
<b>MOTOR</b>	8 cilindros en V a gasolina
<b>CILINDRAJE</b>	6.6 L
<b>POTENCIA</b>	370 HP
<b>SISTEMA DE TRANSMISIÓN</b>	Doble transmisión
<b>CAPACIDAD</b>	6 Toneladas
<b>RODADO</b>	9.00.20

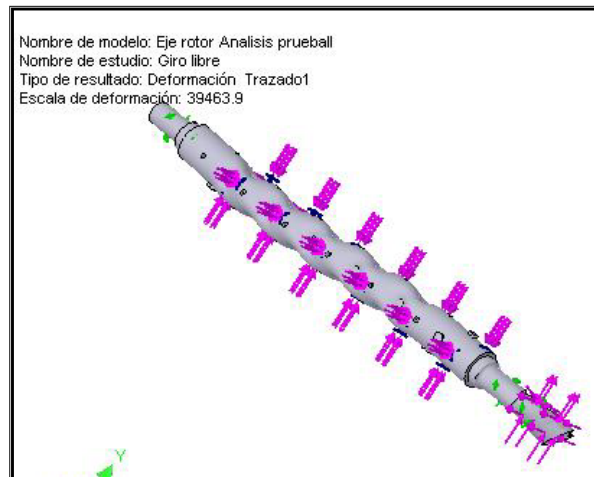
## ANEXO F. Cargas, malla y deformaciones en componentes

### EJE ROTOR GIRO LIBRE

#### Malla, cargas y restricciones



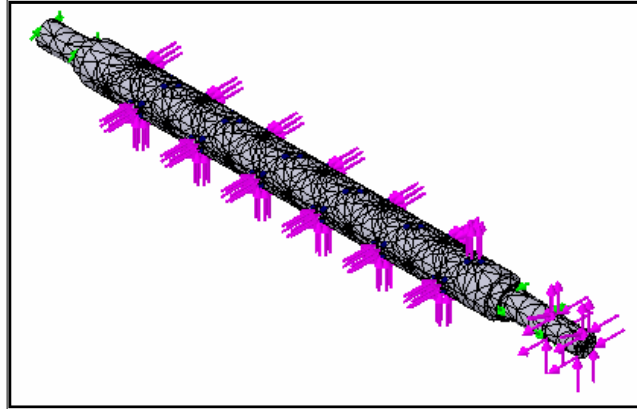
#### Deformación



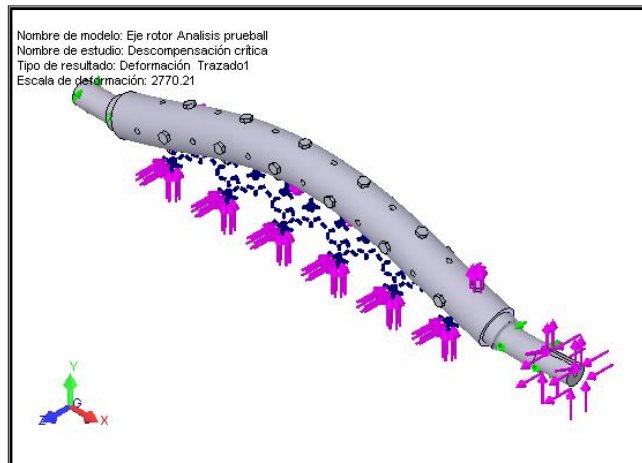
<b>TIPO DE MALLA</b>	Malla con elementos sólidos tetraédricos	
<b>CARGAS</b>	Fuerzas normales a los tornillos pasantes de las 4 hileras, 288.2 N	
	TORQUE 13.7 N*m, MUÑON IZQUIERDO	
	Cargas polea	Fx : -160.3 n Fy : 123.7 N
<b>RESTRICCIONES</b>	Sobre caras cilíndrica de muñones con desplazamiento circunferencial nulo	
<b>DESPLAZAMIENTO MÁXIMO</b>	2.96 E -06 m	

## EJE ROTOR DESCOMPENSACIÓN CRÍTICA

### Malla, cargas y restricciones



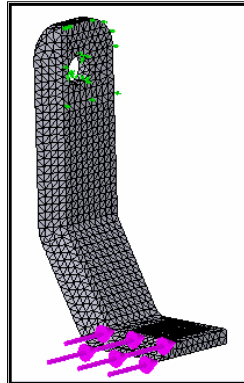
### Deformación



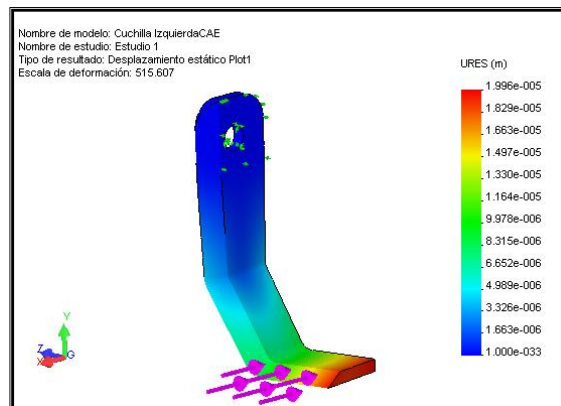
<b>TIPO DE MALLA</b>	Malla con elementos sólidos tetraédricos	
<b>CARGAS</b>	Fuerzas normales a los tornillos pasantes de 3 hileras, 288.2 N	
	TORQUE 13.7 N*m, MUÑON IZQUIERDO	
	Cargas polea	Fx : -160.3 n Fy : 123.7 N
<b>RESTRICCIONES</b>	Sobre caras cilíndrica de muñones con desplazamiento circunferencial nulo	
<b>DESPLAZAMIENTO MÁXIMO</b>	3.87 E -05 m	

## ELEMENTOS DE CORTE

### Malla, cargas y restricciones



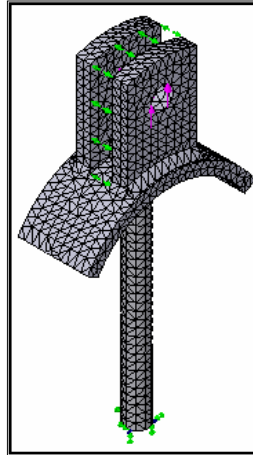
### Deformación



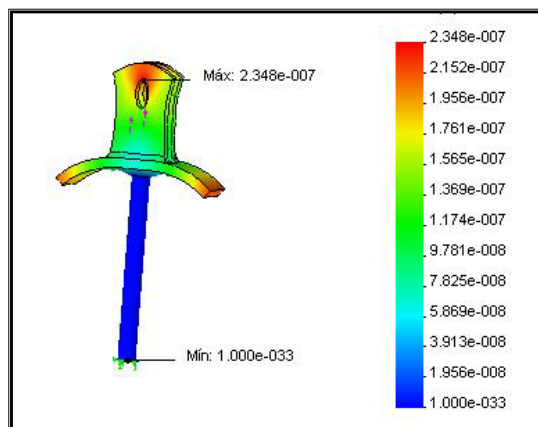
<b>TIPO DE MALLA</b>	Malla con elementos sólidos tetraédricos
<b>CARGAS</b>	Fuerza de corte sobre la parte baja del filo, en dirección al desplazamiento, 15 N
<b>RESTRICCIONES</b>	Sobre cara cilíndrica de pivote con desplazamiento circunferencial nulo Desplazamiento nulo perpendicular a la cara paralela al apoyo
<b>DESPLAZAMIENTO MÁXIMO</b>	1.55 E -05 m

## SOPORTES

### Malla, cargas y restricciones



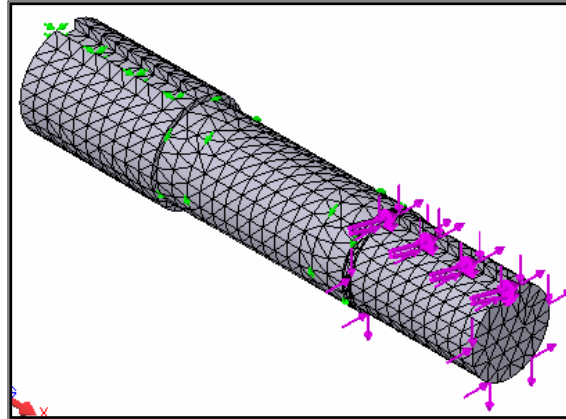
### Deformación



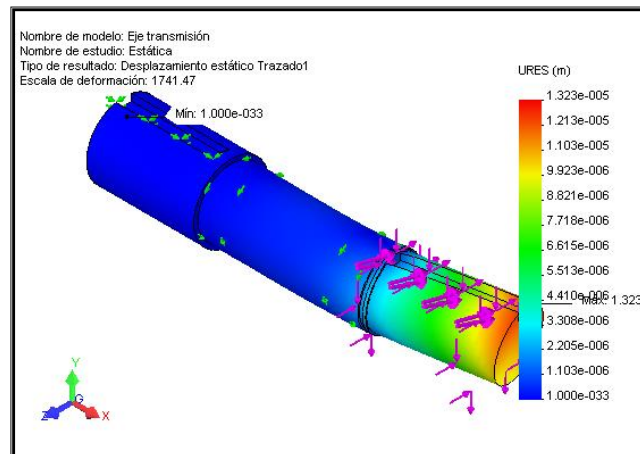
<b>TIPO DE MALLA</b>	Malla con elementos sólidos tetraédricos
<b>CARGAS</b>	Fuerza normal aplicada en los agujeros soportes, 150 N
<b>RESTRICCIONES</b>	Restricción fija en la parte inferior del perno pasante
	Desplazamiento nulo perpendicular en las caras de la platina soporte
<b>DESPLAZAMIENTO MÁXIMO</b>	$2.73 \text{ E } -05 \text{ m}$

## EJE DE TRANSMISIÓN

### Malla, cargas y restricciones



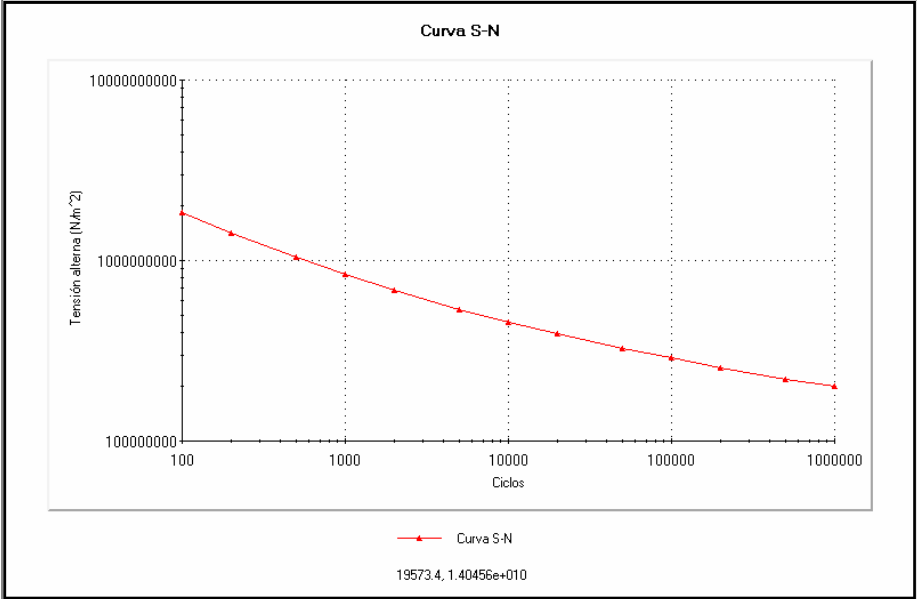
### Deformación



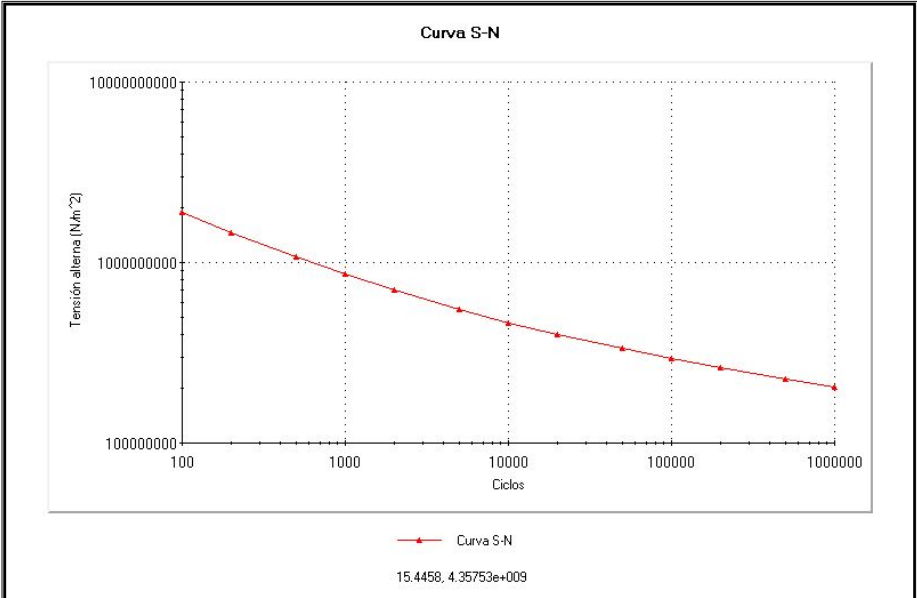
<b>TIPO DE MALLA</b>	Malla con elementos sólidos tetraédricos	
<b>CARGAS</b>	TORQUE 30 N*m, MUÑÓN IZQUIERDO	
	Cargas polea	Fx : 160.3 n Fy : -123.7 N
<b>RESTRICCIONES</b>	Sobre caras cilíndrica (Ubicación rodamientos) con desplazamiento circunferencial nulo	
	Cuñero sin traslación	
<b>DESPLAZAMIENTO MÁXIMO</b>	1.32 E -05 m	

# ANEXO G. Curvas s-n aceros 1020, 1045

## CURVA S-N 1020



## CURVA S-N 1045



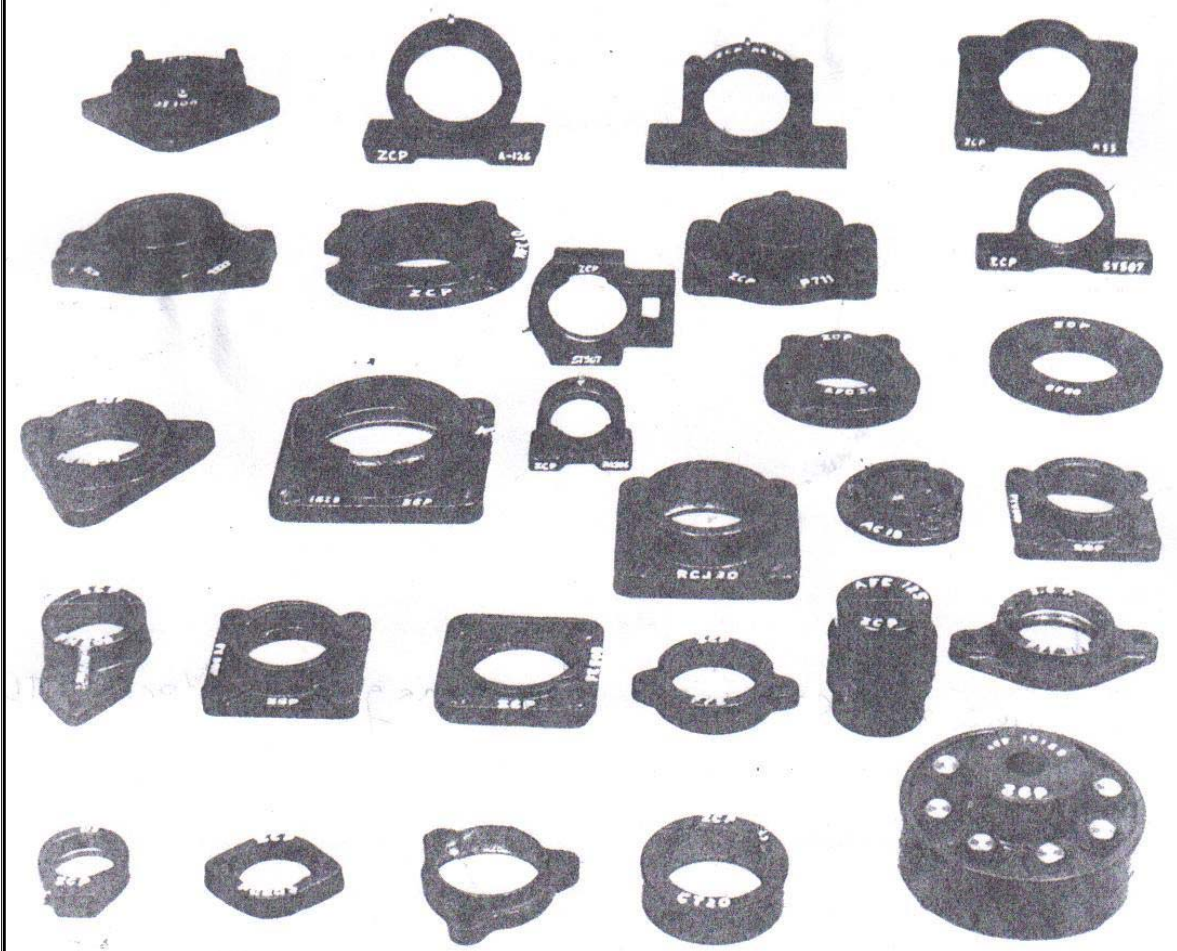
## ANEXO H. Catalogo de elementos de máquinas

### RODAMIENTOS NTN

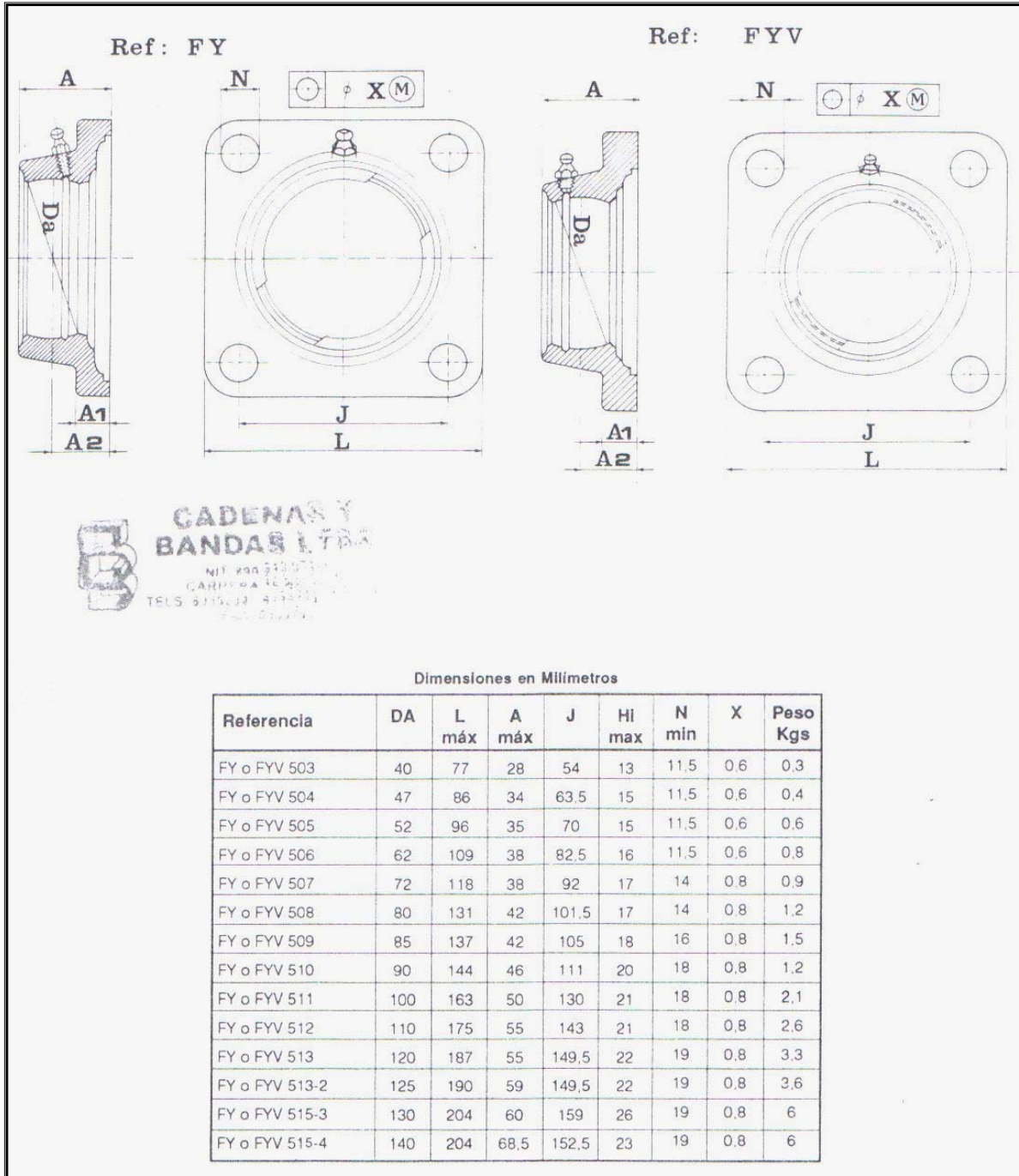
• Deep Groove Ball Bearings													NTN				
<p>Open type      Shielded type (ZZ)      Non-contact sealed type (LLB)      Low torque sealed type (LLH)      Contact sealed type (LLU)</p>																	
<p><b>d 40- 60mm</b></p>																	
Boundary dimensions					Basic load ratings				Limiting speeds				Bearing numbers				
d	D	B	$r_{max}$	The min	dynamic		static		rpm				open type	sealed type	non-contact type	low torque type	contact type
					$C_r$	$C_{10}$	$C_r$	$C_{10}$	grease open type ZZ LLB	oil open type Z LB LLH LLU							
					kN		kgf										
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	12,000	14,000	• •	6,700	6808	ZZ	LLB	• •	LLU
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1,240	910	11,000	13,000	• •	6,300	6908	ZZ	LLB	• •	LLU
	68	9	0.3	• •	12.6	9.65	1,290	985	10,000	12,000	• •	•	16088	• •	• •	• •	•
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1,710	1,170	10,000	12,000	7,300	6,100	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2,970	1,820	8,700	10,000	6,700	5,600	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4,150	2,450	7,800	9,200	6,400	5,300	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU
	110	27	2	• •	63.5	36.5	6,500	3,750	7,000	8,200	•	•	6488	• •	• •	• •	•
45	58	7	0.3	0.3	5.35	4.95	550	500	11,000	12,000	• •	5,900	6809	ZZ	LLB	• •	LLU
	68	12	0.6	0.5	13.1	10.4	1,330	1,060	9,800	12,000	• •	5,600	6909	ZZ	LLB	• •	LLU
	75	10	0.6	• •	12.9	10.5	1,320	1,070	9,200	11,000	• •	•	16089	• •	• •	• •	•
	75	16	1	0.5	21.0	15.1	2,140	1,540	9,200	11,000	6,500	5,400	6009	ZZ	LLB	LLH	LLU
	85	18	1.1	0.5	35.5	20.4	3,350	2,080	7,800	9,200	6,200	5,200	6209	ZZ	LLB	LLH	LLU



**SOportes PARA RODAMIENTOS  
AUTOALINEABLES TIPO "Y"**



## SOPORTES PARA RODAMIENTOS AUTOALINEABLES TIPO Y



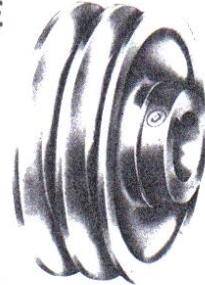
# POLEAS

Cast Iron Fixed Bore Durapower FHP Sheaves are accurately machined from fine grained cast iron, statically balanced, painted and individually packaged. They are furnished with Standard Keyseats and Hollow Head Setscrews. They combine maximum strength, precision balance and smooth, quiet wobble-free operation. Grooves are machined to close tolerance and smooth-finished to insure proper belt seating, maximum drive efficiency and long belt wear.

## DAYCO DURAPOWER FHP SHEAVES CAST IRON FIXED BORE

Stock Sizes

**FOR USE WITH:**  
DURAPOWER FHP  
(3L, L3, 4L, L4, 5L, L5)  
See page 9 or 11

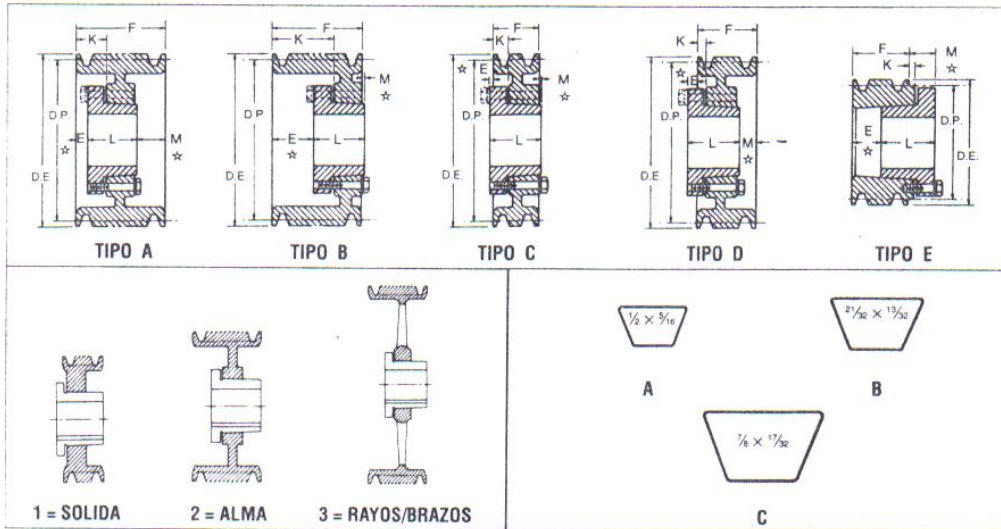


### 3L-4L Combination

One Groove				Stock Bore Sizes (X = stock 0 = non-stock)								Approx. Weight (lbs)	
Part No.	Outside Diameter	Pitch Diameter		3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1-1/8	1-3/16		1-1/4
1A15F*	1.50	*	1.40	X	X	X†							0.3
1A18F*	1.75	*	1.65	X	X	X	X†						0.4
1A20F*	2.00	*	1.90	X	X	X	X						0.4
1A23F*	2.25	*	2.15	X	X	X	X	X					0.5
1A25F*	2.50	*	2.40	X	X	X	X	X					0.7
1A28F*	2.75	*	2.65	X	X	X	X	X	X				0.8
1A30F*	3.00	*	2.90	X	X	X	X	X	X				0.9
1A33F*	3.25	*	3.15	X	X	X	X	X	X	X			1.1
1A35F*	3.50	3.00	3.40	X	X	X	X	X	X	X			1.3
1A38F	3.80	3.30	3.70	X	X	X	X	X	X	X			1.7
1A40F	4.00	3.50	3.90	X	X	X	X	X	X	X			1.3
1A43F	4.30	3.80	4.20	X	X	X	X	X	X	X			1.4
1A45F	4.50	4.00	4.40	X	X	X	X	X	X	X			1.5
1A48F	4.80	4.30	4.70	X	X	X	X	X	X	X			1.6
1A50F	5.00	4.50	4.90	X	X	X	X	X	X	X			1.9
1A53F	5.30	4.80	5.20	X	X	X	X	X	X	X	X		1.9
1A55F	5.50	5.00	5.40	X	X	X	X	X	X	X	X		2.0
1A60F	6.00	5.50	5.90	X	X	X	X	X	X	X	X		2.1
1A63F	6.30	5.80	6.20	0	0	0	0	0	0	0	0		2.2
1A65F	6.50	6.00	6.40	0	0	0	0	0	0	0	0		2.3
1A70F	7.00	6.50	6.90	0	0	0	0	0	0	0	0		2.7
1A73F	7.25	6.75	7.15	0	0	0	0	0	0	0	0		3.4
1A80F	8.00	7.50	7.90	0	0	0	0	0	0	0	0		3.6
1A83F	8.25	7.75	8.15	0	0	0	0	0	0	0	0		3.8
1A90F	9.00	8.50	8.90	0	0	0	0	0	0	0	0		4.0
1A93F	9.25	8.75	9.15	0	0	0	0	0	0	0	0		5.5
1A100F	10.00	9.50	9.90	0	0	0	0	0	0	0	0		4.5
1A103F	10.25	9.75	10.15	0	0	0	0	0	0	0	0		4.8
1A110F	11.00	10.50	10.90	0	0	0	0	0	0	0	0		5.0
1A120F	12.00	11.50	11.90	0	0	0	0	0	0	0	0		6.1
1A123F	12.25	11.75	12.15	0	0	0	0	0	0	0	0		6.8
1A130F	13.00	12.50	12.90	0	0	0	0	0	0	0	0		7.0
1A140F	14.00	13.50	13.90	0	0	0	0	0	0	0	0		8.5
Two Groove												Approx. Weight (lbs)	
Part No.	Outside Diameter	Pitch Diameter		3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1-1/8	1-3/16		1-1/4
2A20F*	2.00	*	1.90	X†	X	X	X†						0.8
2A23F*	2.25	*	2.15	X†	X	X	X	X					0.8
2A25F*	2.50	*	2.40	X†	X	X	X	X	X				1.1
2A28F*	2.75	*	2.65	X†	X	X	X	X	X	X			1.4
2A30F*	3.00	*	2.90	X†	X	X	X	X	X	X			1.6
2A33F*	3.25	*	3.15	X†	X	X	X	X	X	X			2.0
2A35F*	3.50	*	3.40	X†	X	X	X	X	X	X			2.2
2A38F	3.80	3.30	3.70	X†	X	X	X	X	X	X			2.4
2A40F	3.95	3.45	3.85	0	0	0	0	0	0	0			3.4
2A43F	4.25	3.75	4.15	0	0	0	0	0	0	0			3.5
2A45F	4.45	3.95	4.35	0	0	0	0	0	0	0			3.6
2A48F	4.75	4.25	4.65	0	0	0	0	0	0	0			4.1
2A50F	4.95	4.45	4.85	0	0	0	0	0	0	0			4.3
2A53F	5.25	4.75	5.15	0	0	0	0	0	0	0			4.5
2A55F	5.45	4.95	5.35	0	0	0	0	0	0	0			3.9
2A58F	5.75	5.25	5.65	0	0	0	0	0	0	0			4.0
2A60F	5.95	5.45	5.85	0	0	0	0	0	0	0			4.1
2A63F	6.25	5.75	6.15	0	0	0	0	0	0	0			5.2
2A73F	7.25	6.75	7.15	0	0	0	0	0	0	0	0		6.1
2A83F	8.25	7.75	8.15	0	0	0	0	0	0	0	0		6.9
2A93F	9.25	8.75	9.15	0	0	0	0	0	0	0	0		7.8
2A103F	10.25	9.75	10.15	0	0	0	0	0	0	0	0		8.6
2A113F	11.25	10.75	11.15	0	0	0	0	0	0	0	0		9.0
2A123F	12.25	11.75	12.15	0	0	0	0	0	0	0	0		10.3
2A133F	13.25	12.75	13.15	0	0	0	0	0	0	0	0		11.5
2A143F	14.25	13.75	14.15	0	0	0	0	0	0	0	0		12.0
2A153F	15.25	14.75	15.15	0	0	0	0	0	0	0	0		14.8
2A183F	18.25	15.75	18.15	0	0	0	0	0	0	0	0		21.2

\*Solid bar steel sheaves, 4L groove only. †No keyway Additional sizes on next page.  
Note: See page 48 for Standard Keyseat Dimensions. If additional sheave type or dimensional information is required, contact Dayco.

# A-B POLEAS QD CONVENCIONALES DE RANURA COMBINABLE



Dimensiones en pulgadas, peso en libras

1 Ranura												2 Ranuras								
F = 7/8 a 1B 64 SDS / F=1 otros												F = 1 3/4								
Nº de Parte	DP		D.E.	Tipo	Buje	Barreno del Buje	E	K	Largo Total del Barreno	M	Peso sin Buje	Nº de Parte	Tipo	Buje	Barreno del Buje	E	K	Largo Total del Barreno	M	Peso sin Buje
	Banda A	Banda B																		
1 B 34 SH	3.0	3.4	3.75	D-1	SH	1 11/16	9/16	0	1 5/16	1/8	1.2	2 B 34 SH	E-1	SH	1 11/16	1	0	1 5/16	9/16	1.0
1 B 36 SH	3.2	3.6	3.95	D-1	SH	1 11/16	9/16	0	1 5/16	1/8	1.3	2 B 36 SH	D-1	SH	1 11/16	3/8	3/16	1 5/16	13/16	1.4
1 B 38 SH	3.4	3.8	4.15	D-1	SH	1 11/16	9/16	0	1 5/16	1/8	1.6	2 B 38 SH	D-1	SH	1 11/16	3/8	3/16	1 5/16	13/16	1.8
1 B 40 SH	3.6	4.0	4.35	C-1	SH	1 11/16	1/4	5/16	1 5/16	3/16	1.8	2 B 40 SH	A-1	SH	1 11/16	1/8	11/16	1 5/16	5/16	2.0
1 B 42 SH	3.8	4.2	4.55	C-1	SH	1 11/16	1/4	5/16	1 5/16	3/16	2.0	2 B 42 SH	A-1	SH	1 11/16	1/8	11/16	1 5/16	5/16	2.5
1 B 44 SH	4.0	4.4	4.75	C-1	SH	1 11/16	1/4	5/16	1 5/16	3/16	2.2	2 B 44 SH	A-1	SH	1 11/16	1/8	11/16	1 5/16	5/16	2.8
1 B 46 SDS	4.2	4.6	4.95	C-1	SDS	2	1/4	5/16	1 3/8	3/16	2.4	2 B 46 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	4.8
1 B 48 SDS	4.4	4.8	5.15	C-1	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	2.6	2 B 48 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	5.0
1 B 50 SDS	4.6	5.0	5.35	C-1	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	3.0	2 B 50 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	5.4
1 B 52 SDS	4.8	5.2	5.55	C-1	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	3.4	2 B 52 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	5.6
1 B 54 SDS	5.0	5.4	5.75	C-1	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	3.8	2 B 54 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	5.8
1 B 56 SDS	5.2	5.6	5.95	C-1	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	4.0	2 B 56 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	6.0
1 B 58 SDS	5.4	5.8	6.15	C-1	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	4.4	2 B 58 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	7.0
1 B 60 SDS	5.6	6.0	6.35	C-1	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	4.6	2 B 60 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	7.5
1 B 62 SDS	5.8	6.2	6.55	C-2	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	4.8	2 B 62 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	7.8
1 B 64 SDS	6.0	6.4	6.75	C-2	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	5.0	2 B 64 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	8.0
1 B 66 SDS	6.2	6.6	6.95	C-2	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	5.4	2 B 66 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	9.0
1 B 68 SDS	6.4	6.8	7.15	C-2	SDS	2	5/16	5/16	1 3/8	3/16	5.6	2 B 68 SDS	A-2	SDS	2	1/16	11/16	1 3/8	5/16	9.5
1 B 70 SDS	6.6	7.0	7.35	C-2	SDS	2	1/2	1/8	1 3/8	1/8	6.0	2 B 70 SK	A-2	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	9.8
1 B 74 SDS	7.0	7.4	7.75	C-2	SDS	2	1/2	1/8	1 3/8	1/8	6.3	2 B 74 SK	D-2	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	11.0
1 B 80 SDS	7.6	8.0	8.35	C-3	SDS	2	1/2	1/8	1 3/8	1/8	6.6	2 B 80 SK	D-2	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	12.0
1 B 86 SDS	8.2	8.6	8.95	C-3	SDS	2	1/2	1/8	1 3/8	1/8	7.0	2 B 86 SK	D-3	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	13.0
1 B 94 SDS	9.0	9.4	9.75	C-3	SDS	2	1/2	1/8	1 3/8	1/8	8.0	2 B 94 SK	D-3	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	14.0
1 B 110 SDS	10.6	11.0	11.35	C-3	SDS	2	1/2	1/8	1 3/8	1/8	10.0	2 B 110 SK	D-3	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	15.0
1 B 124 SDS	12.2	12.4	12.75	C-3	SDS	2	1/2	1/8	1 3/8	1/8	12.0	2 B 124 SK	D-3	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	17.0
1 B 136 SK	13.2	13.6	13.95	C-3	SDS	2	1/2	1/8	1 3/8	1/8	14.0	2 B 136 SK	D-3	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	19.0
1 B 154 SK	15.0	15.4	15.75	C-3	SK	2 5/8	9/16	1/8	1 15/16	3/8	17.0	2 B 154 SK	D-3	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	22.0
1 B 160 SK	15.6	16.0	16.35	C-3	SK	2 5/8	9/16	1/8	1 15/16	3/8	18.0	2 B 160 SK	D-3	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	25.0
1 B 184 SK	18.0	18.4	18.75	C-3	SK	2 5/8	9/16	1/8	1 15/16	3/8	20.0	2 B 184 SK	D-3	SK	2 5/8	1/4	7/16	1 15/16	1 1/16	30.0
1 B 200 SK	19.6	20.0	20.35	C-3	SK	2 5/8	9/16	1/8	1 15/16	3/8	23.0	2 B 200 SF	D-3	SF	2 15/16	5/16	3/8	2 1/16	0	39.0
	24.6	25.0	25.35									2 B 250 SF	D-3	SF	2 15/16	5/16	3/8	2 1/16	0	61.0
	29.6	30.0	30.35									2 B 300 SF	D-3	SF	2 15/16	5/16	3/8	2 1/16	0	34.0
	37.6	38.0	38.35									2 B 380 SF	D-3	SF	2 15/16	5/16	3/8	2 1/16	0	86.0

## DAYCO DURAPOWER FHP SHEAVES ADJUSTABLE DIAMETER FIXED BORE

**FOR USE WITH:  
DURAPOWER FHP  
(3L, L3, 4L, L4, 5L, L5)  
See page 9 or 11**

### Stock Sizes

Adjustable diameter sheaves are accurately machined from close grain cast iron. They provide a wide variety of pitch diameters and are easily installed. Hollow-head set screws lock in the proper adjustment of the pitch diameter.



### 3L-4L-5L Combination

One Groove											
Part No.	Outside Diameter	Stock Bore Sizes (X = stock 0 = non-stock)									Approx. Wt. (lbs)
		1/2	5/8	3/4	7/8	1	1-1/8	1-3/16	1-1/4	1-7/16	
1AD33F	3.25	x	x	x	x						1.6
1AD38F	3.75	x	x	x	x						1.9
1AD41F	4.15	x	x	x	x	x	x				2.4
1AD48F	4.75	x	x	x	x	x	x				3.2
1AD54F	5.35	x	x	x	x	x	x				3.9
1AD60F	6.05			x	x	x	x	x	x		5.7
1AD68F	6.75			x	x	x	x	x	x		7.1
1AD74F	7.35			x	x	x	x	x	x		7.8
Two Groove											
2AD33F	3.25		x	x	x						2.8
2AD38F	3.75		x	x	x						3.8
2AD41F	4.15		x	x	x	x	x				5.0
2AD48F	4.75		x	x	x	x	x				6.2
2AD54F	5.35		x	x	x	x	x				7.3
2AD60F	6.05			x	x	x	x			x	10.2
2AD68F	6.75			x	x	x	x	x	x	x	12.3
2AD74F	7.35			x	x	x	x	x	x	x	14.0

ADENAS &  
INDUS LTDA

No. 23 - 79 Tel. 225220-335731  
Bucaramanga

### PITCH DIAMETER ADJUSTMENT INFORMATION

One Groove												
Part No.	3L				4L				5L			
	Pitch Diameter		Turns Open		Pitch Diameter		Turns Open		Pitch Diameter		Turns Open	
	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.
1AD33F	2.05	2.75	3-1/4	0	2.20	3.10	4-1/4	0	2.30	3.10	6	2
1AD38F	2.45	3.25	3-3/4	0	2.60	3.60	4-3/4	0	2.70	3.60	6-1/2	2
1AD41F	2.85	3.65	3-3/4	0	3.00	4.00	4-3/4	0	3.10	4.00	6-1/2	2
1AD48F	3.45	4.25	3-3/4	0	3.60	4.60	4-3/4	0	3.70	4.60	6-1/2	2
1AD54F	4.05	4.85	3-3/4	0	4.20	5.20	4-3/4	0	4.30	5.20	6-1/2	2
1AD60F	4.75	5.55	3-3/4	0	4.90	5.90	4-3/4	0	5.00	5.90	6-1/2	2
1AD68F	5.45	6.25	3-3/4	0	5.60	6.60	4-3/4	0	5.70	6.60	6-1/2	2
1AD74F	6.05	6.85	3-3/4	0	6.20	7.20	4-3/4	0	6.30	7.20	6-1/2	2
Two Groove												
2AD33F	2.05	2.75	3-1/4	0	2.20	3.10	4-1/4	0	2.30	3.10	6	2
2AD38F	2.45	3.25	3-3/4	0	2.60	3.60	4-3/4	0	2.70	3.60	6-1/2	2
2AD41F	2.85	3.65	3-3/4	0	3.00	4.00	4-3/4	0	3.10	4.00	6-1/2	2
2AD48F	3.45	4.25	3-3/4	0	3.60	4.60	4-3/4	0	3.70	4.60	6-1/2	2
2AD54F	4.05	4.85	3-3/4	0	4.20	5.20	4-3/4	0	4.30	5.20	6-1/2	2
2AD60F	4.75	5.55	3-3/4	0	4.90	5.90	4-3/4	0	5.00	5.90	6-1/2	2
2AD68F	5.45	6.25	3-3/4	0	5.60	6.60	4-3/4	0	5.70	6.60	6-1/2	2
2AD74F	6.05	6.85	3-3/4	0	6.20	7.20	4-3/4	0	6.30	7.20	6-1/2	2

If additional sheave type or dimensional information is required, contact Dayco.

# CORREAS

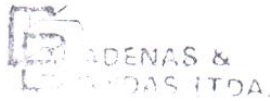


## DAYCO SUPER BLUE RIBBON V-BELT

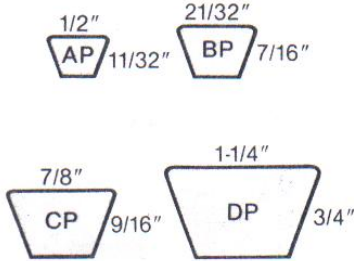
**RECOMMENDED SHEAVES:**  
**DAYCO QD TYPE**  
 (A, B, C, D)  
 See page 32

Super rated at standard prices. Double covers for longer life. Oil and heat resistant, static dissipating. The finest wrapped belt in the industry.

Also available in banded belts.  
 See Super Vee-Band page 15.



ra 15 No. 23-79 Fels 335232-335734  
 Bucaramanga



V-Belt No.	Outside Length Inches	Metric No.	Wt. Lbs.
AP21	23.3	13C585	.15
AP22	24.3	13C610	.15
AP23	25.3	13C635	.15
AP24	26.3	13C665	.15
AP26	28.3	13C710	.17
AP27	29.3	13C750	.17
AP28	30.3	13C765	.18
AP29	31.3	13C800	.19
AP30	32.3	13C815	.19
AP31	33.3	13C850	.20
AP32	34.3	13C865	.20
AP33	35.3	13C900	.21
AP34	36.3	13C915	.22
AP35	37.3	13C950	.22
AP36	38.3	13C965	.23
AP37	39.3	13C1000	.24
AP38	40.3	13C1020	.24
AP39	41.3	13C1045	.25
AP40	42.3	13C1075	.25
AP41	43.3	13C1095	.26
AP42	44.3	13C1120	.27
AP43	45.3	13C1150	.28
AP44	46.3	13C1170	.28
AP45	47.3	13C1195	.28
AP46	48.3	13C1230	.29
AP47	49.3	13C1245	.30

V-Belt No.	Outside Length Inches	Metric No.	Wt. Lbs.
AP48	50.3	13C1270	.31
AP49	51.3	13C1300	.31
AP50	52.3	13C1325	.32
AP51	53.3	13C1350	.33
AP52	54.3	13C1375	.33
AP53	55.3	13C1400	.34
AP54	56.3	13C1425	.35
AP55	57.3	13C1450	.36
AP56	58.3	13C1475	.36
AP57	59.3	13C1500	.36
AP58	60.3	13C1525	.37
AP59	61.3	13C1550	.38
AP60	62.3	13C1585	.39
AP61	63.3	13C1600	.39
AP62	64.3	13C1630	.40
AP63	65.3	13C1655	.40
AP64	66.3	13C1680	.41
AP65	67.3	13C1710	.42
AP66	68.3	13C1730	.42
AP67	69.3	13C1755	.43
AP68	70.3	13C1790	.44
AP69	71.3	13C1805	.45
AP70	72.3	13C1830	.51
AP71	73.3	13C1865	.52
AP72	74.3	13C1880	.52
AP73	75.3	13C1905	.53
AP74	76.3	13C1935	.53
AP75	77.3	13C1965	.53
AP76	78.3	13C1985	.54
AP77	79.3	13C2010	.54
AP78	80.3	13C2030	.55
AP79	81.3	13C2060	.55
AP80	82.3	13C2080	.56
AP81	83.3	13C2120	.56
AP82	84.3	13C2140	.57
AP83	85.3	13C2160	.58
AP84	86.3	13C2190	.59
AP85	87.3	13C2220	.60
AP86	88.3	13C2240	.60
AP87	89.3	13C2260	.61
AP88	90.3	13C2290	.62
AP89	91.3	13C2310	.63
AP90	92.3	13C2350	.63
AP91	93.3	13C2360	.63
AP92	94.3	13C2390	.64
AP93	95.3	13C2420	.64
AP94	96.3	13C2440	.65
AP95	97.3	13C2470	.66
AP96	98.3	13C2500	.67
AP97	99.3	13C2520	.68
AP98	100.3	13C2540	.69
AP100	102.3	13C2600	.71
AP103	105.3	13C2670	.72

V-Belt No.	Outside Length Inches	Metric No.	Wt. Lbs.
AP105	107.3	13C2730	.74
AP110	112.3	13C2850	.77
AP112	114.3	13C2910	.78
AP120	122.3	13C3110	.84
AP128	130.3	13C3310	.90
AP136	138.3	13C3510	.95
AP144	146.3	13C3710	1.01
AP158	160.3	13C4070	1.10
AP173	175.3	13C4450	1.20
AP180	182.3	13C4620	1.25


BP28	30.8	16C785	.29
BP32	34.8	16C885	.33
BP34	36.8	16C935	.35
BP35	37.8	16C960	.36
BP36	38.8	16C990	.37
BP38	40.8	16C1040	.39
BP40	42.8	16C1090	.40
BP41	43.8	16C1120	.41
BP42	44.8	16C1140	.43
BP43	45.8	16C1165	.44
BP44	46.8	16C1190	.47
BP45	47.8	16C1215	.47
BP46	48.8	16C1250	.48
BP47	49.8	16C1265	.48
BP48	50.8	16C1295	.50
BP49	51.8	16C1320	.49
BP50	52.8	16C1345	.52
BP51	53.8	16C1370	.53
BP52	54.8	16C1400	.54
BP53	55.8	16C1420	.55
BP54	56.8	16C1445	.56
BP55	57.8	16C1470	.57
BP56	58.8	16C1500	.58
BP57	59.8	16C1520	.59
BP58	60.8	16C1545	.60
BP59	61.8	16C1570	.61
BP60	62.8	16C1600	.62
BP61	63.8	16C1625	.63
BP62	64.8	16C1650	.64
BP63	65.8	16C1675	.65
BP64	66.8	16C1700	.66
BP65	67.8	16C1725	.76
BP66	68.8	16C1750	.77
BP67	69.8	16C1775	.78
BP68	70.8	16C1800	.70
BP69	71.8	16C1825	.72
BP70	72.8	16C1850	.72
BP71	73.8	16C1875	.73
BP72	74.8	16C1900	.75
BP73	75.8	16C1930	.77
BP74	76.8	16C1955	.79

<b>Rueda industrial para cargas medias</b>
<b>Moss SR 1548</b>



De goma negra.  
Ideal para uso en mantenimiento de materiales.  
Disponible con o sin freno.

[Contactar por e-mail](#)

	Empresa: <a href="#">Filtrona Plásticos, S.A.U.</a>

<p align="center"><b>Detalle características</b></p> <p align="center">Disponibles con plato giratorio fabricado en acero cincado o giratorio con taladro para pasador.</p> <p align="center"><b>Marca:</b> Moss</p>
--

**Modelos disponibles**

Capacidad de carga (kg)	Tipo de plato	Con freno	Ø rueda (mm)	Ancho banda de rodadura (mm)	Cantidad estándar por bolsa	Referencia
70	Giratorio	-	100	30	16	0100RSCSP02C
		Sí	100	30	16	0100RSCSPL2C
	Fijo	-	100	30	16	0100RSCFP02C
110	Giratorio	-	125	37,5	8	0125RSCSP02C
		Sí	125	37,5	16	0125RSCSPL2C

# ANEXO I. Hojas de calculo de apoyo para el proceso de diseño

Microsoft Excel - calculo																
Escriba una pregunta																
P20																
BALANCE DE POTENCIAS																
<b>Nm = Nb + Ntdf + Nh + Np + Nσ + Na</b>																
<b>Datos</b>		<b>Simbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>		<b>Equivalente en H</b>										
Recomendación para suelo agrícola seco								<b>Nb = Potencia de la barra.</b>								
5	Coef de tracción	$\tau$	0,65					$N_b = T * V_r$								
6	Coef de adherencia	$\mu$	0,71					534,468831 W								
7	Coef Rodadura	$p$	0,08					<b>Ntdf = Potencia consumida por la toma de fuerza</b>								
8	Coef de resbalamiento	$\sigma$	15%					$N_{TF} = M_{TF} * n_{TF}$								
9	Peso tractor	<b>P</b>	955	Kg	9369			15490,8797 W								
10	Peso total del apero	<b>P<sub>apero</sub></b>	236	Kg	2315			<b>Nh = Potencia consumida por el hidráulico.</b>								
11	Pendiente	$\alpha$	5°					$N_h = \frac{P * Q}{\eta_v * \eta_m}$								
12	Velocidad	<b>V<sub>r</sub></b>	5	Km/h				316,936503 W								
13			1,369	m/s				<b>Np = Potencia en la rodadura tractor.</b>								
14	Fuerza normal (tractor)	<b>B</b>	951,366	Kg	9333			$N_p = R * V_r$								
15	Fuerza normal (Apero)		235,102	Kg	2306			1033,04282 W								
16	Gravedad	<b>g</b>	9,81	m/s <sup>2</sup>				<b>Nσ = Potencia perdida en el resbalamiento.</b>								
17	Potencia tractor		27	Hp				$N_\sigma = \frac{U * V_r * \sigma}{(1 - \sigma)}$								
18						Kw	Pot (Hp)	CV	1624,10757 W							
19	<b>Nm = Potencia motor</b>								20,13							
20	<b>Nb = Potencia de la barra.</b>								0,53							
21	<b>Ntdf = Potencia consumida por la toma de fuerza</b>								15,5							
22	<b>Nh = Potencia consumida por el hidráulico</b>								0,425							
23	<b>Np = Potencia en la rodadura tractor.</b>								1,03							
24	<b>Nσ = Potencia perdida en el resbalamiento</b>								1,62							
25	<b>Na = Potencia empleada por tractor en pendientes</b>								1,13							
26	<b>Potencia consumida total sin potencia de barra</b>								4642,62 W							
27									6,22 Hp							
28	<b>La potencia de barra es función de</b>															
29	la resistencia a la rodadura que ofrece el apero															
30	La potencia consumida para arrastrarlo en pendientes															
31																
32	Esta velocidad de rotación del TF es constante															

Microsoft Excel - calculo

Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Ventana ?

Escriba una pregunta

Arial 16 N K S

E49

### MODELO ANALITICO PARA LA DETERMINACION DE LA VELOCIDAD DE CORTE OPTIMA DEL ROTOR

Datos de las componentes del rotor		Valor		Sección circular		Sección Rectangular	
4	ROTOR						
5	EJE	TUBO ACERO COMERCIAL 2 D2	Código 28	Velocidad	101,8 rad/s	Fr	14,62 N
6	Material			Tiempo	0,5 s	Fu	1,09 N
7	Longitud (m)		0,659184696	Acceleración angular	205,6 rad/s <sup>2</sup>	z	0,03 m
8	Radio interno (m)	Ri	0,0295	T-1%	15,8 N*m	d	0,002 m
9	Radio externo (m)	Re	0,0345	Torque en régimen (Pot. concur)	13,7 N*m	m	0,0040 Kq
10	Momento de inercia (kg·m <sup>2</sup> )	I	0,0095			h	0,05 m
11						E	51230000 N/m <sup>2</sup>
12	CONDICIONES DE CORTE					Densidad	562 Kq/m <sup>3</sup>
13	Material					Área sección traves	7,07E-04 m <sup>2</sup>
14	Nº Cuchillas	n	24			I	0,00003
15	Material cuchilla (kg)	m	0,1277475	Material	FORA 400	Velumen	2,94E-10 m <sup>3</sup>
16	Longitud (m)	l	0,13	Densidad Kq/m <sup>3</sup>	7850	Resistencia al corte	2070000 N/m <sup>2</sup>
17	Diámetro circunferencial	Ø	90	Velumen cuchilla	0,0001755 m <sup>3</sup>	v	5,51 m/s
18				Espejar	0,0045 m		
19	Propiedades del sistema			terzo	0,12 m		
20	Momento de inercia total (kg·m <sup>2</sup> )	I = I <sub>1</sub> + m·d <sup>2</sup>	0,0777	cuchillo	0,03 m		
21				Nº cuchillas por martillo	2		
22	Condiciones cinemáticas						
23	Potencia KW efectiva en el rotor	M	5,63	Material			
24	Velocidad Angular rad/s	ω	101,8	Densidad aproximada de la madera	600		
25	Torque N·m	T	13,7	Longitud de traza a trituras por	30		
26				Diámetro (cm)	0,3		
27	Análisis Energético			Área sección traves	0,28		
28	Energía del sistema (J)	1/2 I ω <sup>2</sup>	150	Velumen traza (cm <sup>3</sup> )	6,157521604		
29	Energía de la hoja (J)	0,5 m v <sup>2</sup>	19	Velumen traza (m <sup>3</sup> )	6,15752E-06		
30	Energía de los martillos (J)	0,5 m m d <sup>2</sup> ω <sup>2</sup>	134	Factor de insumburo de cond			
31	Energía por martillo (J)		5,58	Potencia en TP	15,49 KW		
32							
33	Relación entre energía de eje y martillo						
34	Porcentaje energía eje		33,2				
35	Porcentaje energía eje		12,2				
36	Verificación						
37	Material	Energía de rotura por dia (J)					
38	Abasca	2,0	Cumple				
39	Sapón	3,7	No cumple				
40	Guayacan	4,9	No cumple				
41							
42							
43			0,2				
44	Para impulsar a una altura de 1 m el material						
45	masa material a trituras por martillo		0,004187115				
46	altura de rotura		4				
47	perdida considerador (m)		0,4				
48	perdida considerador (J)		0,032860474				
49	Ep-mah		0				
50	Eci: Energía impuls						
51	Eci-Ep-mah		0,032860474				
52	Eci-Energía rotura		2,9				
53	Eci-Eci+Eci(Energía de trabajo)		2,9				
54							

$$v = \sqrt{\frac{F_c \cdot \pi \cdot d^3}{64 \cdot z^3}}$$

F<sub>c</sub> is cutting force and is equal to maximal sh  
 F<sub>a</sub> is average bending force at deflection of  
 z is height of the cutting level above ground  
 h is height of stalk centre of gravity above g  
 d is the value of diameter of plant stalk [m]  
 m is the mass of stalk [kg]

#### Calculo de velocidad de giro del rotor

0,5m42u2 -	2,9 J
d	0,1 cm
ω	63,0 rad/s
u	609,4 RPM
Velocidad lineal de la cuchilla	6,5 m/s
	10,2 Rev/s

#### Verificación del proceso en funcionamiento con las diferentes maderas

Condición crítica es la que se alcanza durante una revolución de los martillos de un trabajo

	Energía consumida por Abasca	Potencia consumida por cada madera	
	137	1,393 Kw	1,87 Hp
	176	1,8 Kw	2,42 Hp

