

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE ROMPEDOR DE NUEZ
DE PALMA AFRICANA**

VÍCTOR ANDRÉS ACUÑA GONZALEZ

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2012

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE ROMPEDOR DE NUEZ
DE PALMA AFRICANA**

VÍCTOR ANDRÉS ACUÑA GONZALEZ

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

Director

ISNARDO GONZALEZ JAIMES

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2012

DEDICATORIA

A mi mamá y a mi abuela
ya que sin ellas dos
nada de esto hubiese sido posible

AGRADECIMIENTOS

A INDUSTRIAS AVM, por patrocinar el proyecto, especialmente a Sara Milena Gonzalez por brindar su apoyo y confianza durante todo el proceso.

A Isnardo González Jaimes, ingeniero mecánico, director del proyecto por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A todos los compañeros de trabajo, amigos y amigas quienes contribuyeron al desarrollo del proyecto.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	21
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	22
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	22
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	24
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	26
1.3.1 Objetivo General.....	26
1.3.2 Objetivos Específicos.....	26
2. PROBLEMA DEL ROMPIMIENTO DE NUECES EN LA INDUSTRIA	27
2.1 INDUSTRIAS AVM	27
2.1.2 Generalidades.....	27
2.1.2 Misión.....	28
2.1.3 Visión.....	28
2.1.4 Política de calidad.....	29
2.2 HISTORIA DE LA PALMA AFRICANA	30
2.3 PROCESOS Y SISTEMAS DE UNA PLANTA DE EXTRACCIÓN DE ACEITE DE PALMA	31
2.3.1. La palma de aceite.....	31
2.3.2 Composición del racimo <i>Tenera</i>	32
2.3.3 Cosecha.....	33
2.3.4 Ácidos grasos libres (AGL)	33
2.3.5 Recolección y transporte de la fruta.....	34
2.4 PROCESAMIENTO DEL ACEITE DE PALMA.....	35
2.4.1 Recepción de RFF	35

2.4.3. Desfrutación.....	38
2.4.4 Racimos vacíos.....	39
2.4.5 Extracción del aceite.....	40
2.4.6 Separación de la torta.....	42
2.4.7 Clarificación del aceite de palma.....	43
2.4.8 Generación de vapor y de potencia.....	44
2.5 DESCRIPCIÓN DE LA ETAPA DE TRITURACIÓN DE NUECES.....	45
2.5.1 Elevador de nueces.....	45
2.3.2 Secador de nueces.....	45
2.3.3 Elevador de nueces secas.....	46
2.3.4 Clasificador de nueces.....	46
2.3.4 Rompedor de nueces.....	46
2.6 EL DILEMA DEL ROMPIMIENTO DE LA NUEZ.....	47
3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD).....	51
3.1.1 Voz del consumidor.....	51
3.1.2 Organización de requerimientos.....	51
3.1.3 Matriz de calidad.....	53
3.1.4 Ponderación de resultados para selección de solución.....	54
3.1.5 Planteamiento de alternativas.....	54
3.1.6 Evaluación de alternativas.....	57
3.1.7 Alternativa ganadora rompedor tipo rolek.....	59
3.2 DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS.....	61
3.2.1 Base.....	62
3.2.2 Sistema transmisión de potencia.....	62

3.2.3 Rotor.....	63
3.2.4 Carcasa.....	64
2.2.5 Guarda.....	66
3.3 EVALUACIÓN DE PARÁMETROS.....	66
3.3.1 Dimensionamiento de cargas.....	66
3.3.2 Dimensionamiento del rompedor	71
3.3.2.1 Plato móvil	78
3.3.2.2 Barra móvil.....	83
3.3.2.4 Manzana lateral	101
3.3.2.5 Eje.....	103
3.3.2.6 Guarda.....	106
3.3.2.6 Base.....	107
3.4 ANÁLISIS ESTRUCTURAL	108
3.4.1 Cálculo de la barra móvil.....	108
3.4.3 Selección del motor	126
3.4.4 Cálculo de la transmisión de potencia	128
3.4.5 Eje.....	132
3.4.6 Diseño de Rodamientos.....	150
3.4.7 Placa móvil.....	155
3.4.8 Manzana lateral	159
3.4.9 Carcasa.....	161
3.4.10 Base.....	176
4. CONSTRUCCIÓN DEL ROMPEDOR.....	180
4.1 REQUERIMIENTOS CONSTRUCTIVOS	180

4.2 MATERIALES Y COSTO	182
4.3 PLANIFICACIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN.	186
4.3.1 Barras móviles	186
4.3.2 Plato Móvil	187
4.3.3 Aros protectores, Aseguradores y Tapa barras fijas.	188
4.3.4 Manzana lateral	189
4.3.5 Eje rotor.....	191
4.3.6 Barras fijas.....	192
4.3.6 Carcasa.....	193
4.3.7 Base.....	194
4.3.8 Transmisión y guarda.	195
4.4 ENSAMBLE MECÁNICO	195
4.4.1 Rotor.....	195
4.4.2 Armado del rompedor	198
4.5 COSTOS DEL PROCESO DE FABRICACIÓN.....	201
4.6 PRESUPUESTO.....	202
5. PRUEBAS.....	203
5.1 PROCEDIMIENTO.....	203
5.2 Mediciones.....	205
5.3 Resultados	210
5.4 Análisis de Resultados.....	211
6. CONCLUSIONES	213
BIBLIOGRAFÍA.....	215
ANEXOS.....	217

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Composición del racimo de fruta fresca	33
Tabla 2. Matriz de calidad.....	53
Tabla 3. Evaluación de alternativas.	58
Tabla 4. Comparación de predicción y medida de fuerza requerida en rompedor de nuez	67
Tabla 5. Comparación de la teórica con respecto a la experimental de nueces rotas bajo carga muerta	70
Tabla 6. Eficiencia de nuez rota y almendra rota bajo repetidos impactos de carga muerta.....	70
Tabla 7. Diámetro medio medidos de las nueces	73
Tabla 8. Relación de flujo de nueces vs diámetro.....	76
Tabla 9. Consumos de rompedores en sitio	77
Tabla 10. Longitud de las barras por revoluciones y tamaño.....	84
Tabla 11. Dimensiones principales del plato vs revoluciones	86
Tabla 12. Combinación de diámetro y chaflanes para el diseño de la barra móvil	112
Tabla 13. Resistencia a diferentes ciclos de vida para SAE 1020	113
Tabla 14. Seguridad estática, de arranque y de trabajo para las combinaciones de las barras móviles	118
Tabla 15. Tabla de diseño cuñas	135
Tabla 16. Cuadro de cargas aplicadas al eje.....	141
Tabla 17. Estado de cargas en secciones críticas	144
Tabla 18. Cuadro de diseño de secciones críticas.....	146
Tabla 19. Cargas sobre rodamiento.....	152
Tabla 20. Resumen dimensiones generales placa móvil.....	155
Tabla 21. Resumen dimensiones principales manzana lateral	160
Tabla 22. Resumen medidas generales carcasa	168

Tabla 23 . Tolerancia no especificadas para maquinados en general.....	180
Tabla 24 . Costos de materiales de fabricación	182
Tabla 25. Proceso de manufactura por elemento	201
Tabla 26. Costo por proceso.....	201
Tabla 27. Presupuesto para el proyecto	202
Tabla 31. Datos prueba capacidad rompedor	210
Tabla 32. Resultados porcentaje de almendras rotas y eficiencia	211
Tabla 33. Comparación de desempeño rompedores	211

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Racimo de fruto fresco.....	22
Figura 2. Fruto de palma.....	23
Figura 3. Mezcla Triturada	23
Figura 4. Cascaras.....	24
Figura 5. Almendra	24
Figura 6. Piso de fabricación.....	27
Figura 7. Planta extractora fabricada por Industrias AVM.....	28
Figura 8. Sección de esterilización clásica	38
Figura 9. Tambor desfrutador sin eje	39
Figura 10. Sección de prensado	41
Figura 11. Sección defibrado	43
Figura 12. Sección de trituración	47
Figura 13. Sub productos de la mezcla triturada.....	48
Figura 14. Organización de requerimientos	52
Figura 15. Ponderación de resultados	54
Figura 16. Vista frontal y en sección del Ripple mill.....	55
Figura 17. Rompedor tipo Wecker	56
Figura 18. Rompedor Rolek para múltiples tamaños de nuez	57
Figura 19. Vista general del rompedor.....	59
Figura 20. Corte lateral del rompedor	60
Figura 21. Funcionamiento del equipo.....	61
Figura 22. Descripción elementos base.....	62
Figura 23. Descripción elementos Rompedor.....	63
Figura 24. Descripción elementos rotor	64
Figura 25. Descripción elementos carcasa	65
Figura 26. Comparación entre compresión uniaxial e impacto	68
Figura 27. Diferentes tipos de fruto de palma	72

Figura 28. Descripción de los ejes	72
Figura 29. Distribución normal de las nueces	74
Figura 30. Dimensiones generales plato móvil	78
Figura 31. Ubicación e isométrico placa rompedora	79
Figura 32. Medidas barras fijas y móviles	80
Figura 33. Detalle sección barra fija.....	81
Figura 34. Ubicación radial barras móviles y fijas	83
Figura 35. imposibilidad de ensamble para 1400 RPM.....	86
Figura 36. Montaje versión barras largas.....	87
Figura 37. Montaje versión barras cortas.....	87
Figura 38. Ensamble tradicional.....	88
Figura 39. Montaje final	88
Figura 40. Barra móvil deformada.....	89
Figura 41. Opción guías ranuradas.....	89
Figura 42. Aro protector	90
Figura 43. Dimensiones principales barra móvil	91
Figura 44. Detalle dimensional carcasa	92
Figura 45. Detalle diámetros exteriores carcasa.....	93
Figura 46. Dimensiones al centro carcasa	93
Figura 47. Dimensiones ducto de descargue carcasa	94
Figura 48. Dimensiones conjunto carcasa	95
Figura 49. Explosión aseguradores carcasa	96
Figura 50. Detalle fijación axial barra fijas	97
Figura 51. Detalle ensamble final.....	97
Figura 52. Isométrico barra fija	98
Figura 53. Desensamble barras fijas carcasa	98
Figura 54. Desensamble tapa frontal y posterior	99
Figura 55. Base soporte carcasa	99
Figura 56. Ancho soporte carcasa	100
Figura 57. Soporte posterior carcasa.....	101

Figura 58. Dimensiones principales manzana lateral.....	102
Figura 59. Dimensiones generales eje.....	104
Figura 60. Dimensiones guarda.....	106
Figura 61. Dimensiones principales base	107
Figura 62. Diagrama de cargas barra móvil.....	109
Figura 63. Detalle montaje barra móvil	110
Figura 64. Factor de superficie	114
Figura 65. Amplitud de carga de trabajo de las barras móviles.	115
Figura 66. Amplitud de carga de arranque de las barras móviles.....	115
Figura 67. Isométrico simulación barras móviles	116
Figura 68. Condiciones de contacto simulación barras móviles.....	117
Figura 69. Enmallado simulación barras móviles.....	117
Figura 70. Cargas y apoyos simulación barras móviles.....	118
Figura 71. Factor de seguridad a carga estática simulación barras móviles.....	120
Figura 72. Factor de seguridad en arranque simulación barras móviles.....	121
Figura 73. Factor de seguridad en trabajo simulación barras móviles.....	121
Figura 74. Dimensiones finales barra móvil	122
Figura 75. Diámetros y espacios radiales finales barras móviles	123
Figura 76. Momento de inercia rotor sin eje.....	124
Figura 77. Características de motores de acuerdo a su potencia.....	127
Figura 78. Dimensiones generales Motor ABB 160	127
Figura 79. Factores de servicio para transmisión de correas	128
Figura 80. Cuadro de selección para la sección de las correas.....	129
Figura 81. Diámetro mínimo para poleas.....	130
Figura 82. Selección de diámetros para juego de poleas	130
Figura 83. Dimensiones polea conducida y conductora.....	131
Figura 84. Medidas chumacera SKF tipo SNL 511	133
Figura 85. Dimensiones de cuñas de acuerdo al diámetro	134
Figura 86. Dimensiones de montaje manzana lateral	136
Figura 87. Medidas generales tuerca y arandela SKF	136

Figura 88. Ubicación soporte eje	138
Figura 89. Dimensiones generales transmisión de potencia.....	139
Figura 90. Ubicación cargas sobre eje.....	140
Figura 91. Diagrama de fuerzas, Plano YZ, XY y Carga máxima	142
Figura 92. Diagrama de momento Plano YZ, XZ y momento máximo	143
Figura 93. Medidas finales del eje	147
Figura 94. Cargas y soportes simulación eje	148
Figura 95. Enmallado simulación eje	148
Figura 96. Refinados de malla simulación eje	149
Figura 97. Amplitud de carga de diseño para el eje.....	149
Figura 98. Factor de seguridad eje.	150
Figura 99. Rodamientos autocentrantes y soportes tipo SNL.....	151
Figura 100. Factores de limpieza para diferentes tipos de ambientes.....	152
Figura 101. Cálculo de carga equivalente SKF.....	153
Figura 102. Propiedades grasa multipropósito grado 2	153
Figura 103. Cálculo de viscosidad de trabajo para el rodamiento.....	154
Figura 104. Cálculo vida del rodamiento.....	154
Figura 105. Cargas y soportes simulación placa móvil.....	156
Figura 106. Enmallado simulación placa móvil	156
Figura 107. Seguridad a arranque y a carga de trabajo placa móvil.....	157
Figura 108. Deformación conjunto rotor sin eje	157
Figura 109. Factores de seguridad aros protectores para arranque y trabajo	158
Figura 110. Factores de seguridad bujes aseguradores para arranque y trabajo	159
Figura 111. Factores de seguridad barras móviles arranque y trabajo	159
Figura 112. Factor de seguridad manzana lateral.....	160
Figura 113. Distancias perimetrales barras fijas	161
Figura 114. Medidas finales barra fija	162
Figura 115. Amplitud carga de trabajo simulación barras fijas.....	162
Figura 116. Cargas y apoyos simulación barras fijas.....	163
Figura 117. Enmallado simulación barras fijas.....	164

Figura 118. Factor de seguridad barra fija	164
Figura 119. Deformación simulación barra fija.....	165
Figura 120. Dimensiones generales chumacera SNL 511 SFK.....	165
Figura 121. Dimensiones generales boca de cargue.....	166
Figura 122. Dimensiones salida boca de descargue	167
Figura 123. Dimensiones generales boca de descargue	167
Figura 124. Ubicación centro de gravedad carcasa sin soporte	168
Figura 125. Soporte carcasa.....	169
Figura 126. Ubicación centro de gravedad carcasa con soporte	169
Figura 127. Reacciones simulación eje	170
Figura 128. Enlaces simulaciones	171
Figura 129. Ensamble simulación carcasa	172
Figura 130. Cargas y apoyos simulación carcasa.....	172
Figura 131. Enmallado simulación carcasa	173
Figura 132. Seguridad carga de trabajo carcasa	173
Figura 133. Soportes y cargas soporte posterior	174
Figura 134. Enmallado soporte posterior	174
Figura 135. Factor de seguridad a carga estática y trabajo	175
Figura 136. Deformación soporte posterior y carcasa	175
Figura 137. Medidas generales base.....	176
Figura 138. Enmallado simulación base	177
Figura 139. Soporte y cargas simulación base vista frontal.....	177
Figura 140. Apoyos y cargas simulación base vista posterior	178
Figura 141. Factor de seguridad a carga estática simulación base	178
Figura 142. Deformación simulación base.....	179
Figura 143. Laboratorio y equipos de metrología.....	181
Figura 144. Ficha técnica torno CNC.....	186
Figura 145. Materia prima y mecanizado de las barras móviles	186
Figura 146. Panel de contro torno CNC.....	187
Figura 147. Barras moviles mecanizadas	187

Figura 148. Materia prima y mecanizados placa móvil	188
Figura 149. Materia prima aros protectores placa posterior y aseguradores	189
Figura 150. Medidas de premecanizado partes manzana lateral.....	190
Figura 151. Indicaciones de soldadura manzana lateral.....	190
Figura 152. Mecanizado manzana lateral	191
Figura 153. Eje rotor mecanizado	192
Figura 154. Barras fijas mecanizadas.....	192
Figura 155. Fabricación cuerpo soldado carcasa	194
Figura 156. Fabricación base y soporte posterior.....	194
Figura 157. Ensamble transmisión.....	195
Figura 158. Distancia al centro de gravedad conjunto rotor.....	196
Figura 159. Rotor sobre dispositivo de balanceo	197
Figura 160. Ubicación pesas para balanceo	198
Figura 161. Ensamble tapa posterior aseguradores y barras fijas	198
Figura 162. Ensamble tapa posterior y barras fijas sobre ensamble soldado carcasa	199
Figura 163. Ensamble rotor sobre carcasa	199
Figura 164. Ensamble de tapa frontal, chumacera y poleas	200
Figura 165. Rompedor ensamble final.....	200
Figura 166. Nueces secas prueba	203
Figura 167. Variador de velocidad DELTA referencia VDF300B23A.....	204
Figura 168. Multímetro midiendo corriente en vacío y en proceso.....	205
Figura 169. Mezcla triturada extendida.....	206
Figura 170. Mezcla triturada dividida en cuartos.....	207
Figura 171. Mezcla triturada con dos cuartos removidos.....	207
Figura 172. Muestra con cuartos contrarios removidos	208
Figura 173. Componentes separados.....	208
Figura 174. Nueces sin romper, Almendras, Almendras rotas y Cáscara.....	209

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Propiedades AISI 1020	218
ANEXO B. Propiedades AISI 1045	219
ANEXO C. Propiedades PROLON NA.....	220
ANEXO D. Catalogo rompedor universal.....	221
ANEXO E. Planos de fabricación.....	222

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ROMPEDOR DE NUEZ DE PALMA*

AUTOR:

VICTOR ANDRES ACUÑA**

PALABRAS CLAVE:

Aceite de palma, Rompedor de nueces, Nueces de palma, Planta de beneficio de palma

DESCRIPCIÓN:

Este trabajo de grado tiene como objetivo diseñar y fabricar un prototipo de rompedor de nuez de palma con una capacidad de 3000 kg/h, que pueda romper efectivamente nueces de todos los tamaños, convirtiéndose en una propuesta atractiva para el sector palmero.

Se desarrolla un equipo orientado hacia un fácil acceso y mantenimiento de las partes sometidas a desgaste mejorando de esta manera los tiempos no productivos en la planta de procesamiento. Esto se logra sin disminuir la seguridad y robustez y aumentando el desempeño de la máquina.

Debido a que el prototipo procesa nueces de diferentes tamaños no necesita de un clasificador de tamaño previo quitando un equipo de la línea de producción, también el equipo puede llegar a remplazar hasta cuatro unidades de rompedores tradicionales; Esto se traduce en estructuras más ligeras y en consumos de potencia menores disminuyendo así los costos de los proyectos de palma.

Durante el diseño del prototipo se implementan varios tipos de análisis, como análisis estadístico para analizar la distribución de tamaño de las nueces, análisis por medio de elementos finitos por medio de ANSYS WORKBENCH para el dimensionamiento de diferentes componentes, cálculos ingenieriles convencionales e integración de productos estándar.

La fabricación del rompedor se realiza integrando varios procesos de manufactura como torneado con control numérico computarizado, fresado, taladrado, corte con oxicorte y láser y diferentes proceso de soldaduras, todo con el objetivo de tener un fácil ensamble del equipo a un bajo costo.

*Trabajo de Grado

**Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Isnardo González Jaimes.

ABSTRACT

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PROTOTYPE OF A PALM NUT CRACKER *

AUTHOR:

VICTOR ANDRES ACUÑA**

KEYWORDS:

Palm oil, Nut cracker, Palm nuts, Palm oil mill

DESCRIPTION:

The objective of this project is design and built a prototype of a palm nut cracker with a process capacity of 3000 kg/h, that can break effectively nuts from various sizes, turning into an attractive proposal design for the palm sector.

The equipment is develop towards an easy maintenance and access to the wearing parts, improving the factory down times. This is achieved without diminishing the safety and robustness and improving the performance of the machine.

Because the prototype process different sizes of nuts, it doesn't required a nut sizing unit removing one process equipment, also the equipment can replace up to 4 unit of traditional crackers; this is translated into lighter structures and smaller power consumption decreasing the palm oil mill projects costs.

During the design of the prototype many types of analysis are deployed, like statistic analysis for analyze the normal distribution of the nuts, finite elements analysis utilizing ANSYS WORKBENCH for the sizing of the different components, engineering calculations and integration of standard products.

The construction of the cracker is performed integrating several manufacturing processes like computer numerical control turning, milling, drilling, acetyling and láser cutting and different welding processes, all oriented towards and easy assembly and lower cost.

*Thesis work

**Physical-Mechanical Sciences Faculty. School of Mechanical Engineering. Director: Eng. Isnardo González Jaimes.

INTRODUCCIÓN

La extracción de aceite de palma, a pesar de ser un negocio muy rentable, en Colombia mantiene unos lineamientos muy conservadores con respecto al diseño de los equipos y los procesos, los cuales no han cambiado sustancialmente desde la entrada de la industria palmera en la década del 50.

Esta inmutabilidad es, en parte, debida a falta de esfuerzos por parte de las empresas del mercado en crear nuevas soluciones que optimicen los procesos y mejoren los principales problemas de la industria de palma como lo son: Grandes aéreas de trabajo, grades consumos energéticos, inversión inicial muy grande para los proyectos, paros inesperados de equipos, dificultad para obtener subproductos, poco rendimiento de las plantas, entre otros.

INDUSTRIAS AVM S.A, empresa líder del sector en el nororiente colombiano, con el fin de incentivar la investigación y desarrollo de nuevas tecnologías, que solucionen los principales problemas del sector y ayuden a la optimización de procesos y de recursos en la plantas de extracción de aceite de palma, ha desarrollado una propuesta de rompedor de nueces que ayuda a disminuir el consumo energético, a mejorar el rendimiento de las plantas y a reducir el tamaño de las estructuras y espacios a ocupar.

Durante el desarrollo del diseño y fabricación del rompedor se utilizaron diferentes métodos de diseño y se tuvieron como objetivos reducir el tiempo de mantenimiento de los componentes, tener un mejor rompimiento respecto de los rompedores actuales, realizar una construcción sencilla y modular que tenga un bajo costo sin reducir robustez.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Las plantaciones de procesamiento del fruto de la palma son un mercado emergente en Colombia, sin embargo, su producción no se encuentra aún en nivel óptimo debido a la falta de esfuerzos por encontrar alternativas a los problemas que enfrentan en las diferentes partes del proceso.

Figura 1. Racimo de fruto fresco



Fuente: <http://portal.fedepalma.org/>

Una parte del proceso con mayores inconvenientes es la de trituración: las nueces de palma previamente secadas y separadas de la fibra, deben ser trituradas para obtener la almendra y la cascarilla. Estos subproductos de gran uso porque la cascarilla en combinación con la fibra se usan como combustible en la plantas beneficio, y las almendras se usan para venta directa o para procesarlas en plantas de extracción de aceite de palmiste.

El mayor problema consiste en obtener estos dos subproductos separados correctamente, ya que en la mayoría de los casos la separación se lleva a cabo de una manera incorrecta, pues se dejan pedazos de cáscara con las almendras lo que conlleva a una disminución de la calidad de la torta de palmiste o a arrastrar almendras con las cáscaras. Esto ocasiona una reducción en el poder energético del combustible, además de un desperdicio de almendra.

Figura 2. Fruto de palma



Fuente: <http://portal.fedepalma.org/>

El objetivo de este proyecto es por lo tanto, ofrecer un producto que mejore el proceso de trituración de las nueces, para lograr una mejor mezcla triturada, que sea más fácil de separar y optimizar el consumo de energía en las plantas benefició.

Figura 3. Mezcla Triturada



Fuente: El Autor

Figura 5. Almendra



Fuente: El autor

Figura 4. Cascaras



Fuente: El autor

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Con el objetivo de mejorar la tecnología existente en las plantas beneficio y de generar una base de conocimientos para el desarrollo de nuevos productos, se busca mejorar el proceso de obtención de subproductos en la extracción de aceite de palma, a través de la implementación de nuevos equipos, basados en la investigación, la aplicación de principios científicos y prácticos y el desarrollo progresivo, competitivo y sostenible.

En el procesamiento de palma africana intervienen diferentes maquinarias que ayudan a procesar el racimo de fruto fresco, desde el esterilizador, pasando por los desfrutadores los cuales sueltan el fruto, ya esterilizado, de la tusa o raquis, llegando a los digestores que se encargan de suavizar el fruto y ayudar a romper las fibras que contienen el aceite para y finalmente pasa por la prensa la cual extrae el aceite rojo y la torta. El aceite rojo tiene una serie de pasos de limpieza, filtrado y decantado antes de poder ser comercializado.

La torta está compuesta por fibras y nueces que son separadas con la ayuda de un transportador de torta en donde se seca, transporta y desmenuza la torta entregada por la prensa, y se entrega al desfibrador que, mediante un tiro inducido por un ventilador separa las fibras de las nueces, estas últimas son secadas para reducir su contenido de humedad, después son clasificadas y entregadas a los rompedores que se encargan de triturar la nuez para obtener la cascarilla y la almendra.

Como se puede apreciar el rompedor de nuez es un equipo de gran importancia para el correcto funcionamiento de la planta beneficio ya que de él dependen la obtención de productos de vital importancia. Una buena trituración se caracteriza por poseer una almendra completa libre de cascarilla y de tierra, tener una eficiencia de rompimiento alta (alrededor de 98%) estas características influyen directamente en la calidad de la torta de palmiste y del aceite extraído de las almendras.

Otro aspecto a tener en cuenta son los costos de mantenimiento y de producción los cuales influyen directamente en la rentabilidad y eficiencia global de la planta.

Por otro lado, Colombia presenta el clima y la geografía ideal para el cultivo de palma, lo que justifica el interés por desarrollar nuevas tecnologías en este campo. Además a los productores les interesa obtener una buena separación de producto y una alta eficiencia de rompimiento, para un aprovechamiento óptimo de sus recursos.

1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1 Objetivo General

Impulsar en el país el mejoramiento continuo de las tecnologías en el campo agroindustrial, que contribuya al desarrollo económico y social de la nación ofreciendo al mercado de la palma el diseño de una máquina apropiada para el triturado de la nuez, que logre las características necesarias para una correcta separación, dando así continuidad a la misión institucional de la Universidad Industrial de Santander de generar y adecuar conocimientos y participar activamente en un proceso de cambio por el progreso.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diseñar y construir un prototipo de máquina rompedora de nueces de palma con capacidad de trabajo de hasta 3000 Kg/h (20 TFFB/Hr) que además cumpla con las siguientes características:
 - ✓ Capacidad para romper diferentes tamaños de nueces en rango comprendido entre: 5-20 [mm]
 - ✓ Capacidad para aplicar la máquina en el procesamiento de racimos de palma tipo Tenera.
- Realizar un plan de fabricación de los componentes del equipo.
- Realizar un catalogo de mantenimiento para el equipo donde se especifiquen componentes y el programa de mantenimiento.

2. PROBLEMA DEL ROMPIMIENTO DE NUECES EN LA INDUSTRIA

2.1 INDUSTRIAS AVM

2.1.2 Generalidades

Industrias AVM S.A. es una empresa de ingeniería y manufactura que se especializa en brindar soluciones integrales para: Agroindustrias de palma, operaciones mineras a cielo abierto y estructura metálica para otros sectores, siendo el primero, el de mayor interés y trayectoria para la compañía. Consciente de la necesidad de desarrollar productos y servicios que mejoren la productividad en este campo, la empresa busca promover su mejoramiento mediante el apoyo a proyectos que incentiven el desarrollo de nuevos productos o mejoras.

Industrias AVM S.A. cuenta con 3 sedes permanentes ubicadas en Bucaramanga y Girón, en el departamento de Santander. Con casi 11.000 m² de infraestructura para operaciones metalmecánicas de mecanizado, ensamble soldado, mantenimiento y ensamble.

Figura 6. Piso de fabricación



Fuente: El autor

2.1.2 Misión

"Somos una empresa de ingeniería y manufactura metalmecánica, especializada en brindar soluciones integrales para la industria en general, a través de actividades de diseño, fabricación, reparación, montajes y asesoría técnica de proyectos. Nos apoyamos en un talento humano competente, cuya labor es contribuir a la consecución de nuestro objetivo principal, que es ofertar productos y servicios que le den satisfacción al cliente."

2.1.3 Visión

"Para el año 2015, INDUSTRIAS AVM S.A., se reconocerá como una empresa metalmecánica líder en la Industria Nacional e Internacional, que desarrolla su gestión apoyada en procesos eficientes y fundamentados en sistemas de Gestión Integral, lo que le permitirá adaptarse a los constantes cambios tecnológicos y a responder a los requerimientos de sus clientes, con calidad y seguridad"

Figura 7. Planta extractora fabricada por Industrias AVM



Fuente: El autor

2.1.4 Política de calidad

"INDUSTRIAS AVM S.A. adopta como política integral el suministro de productos y servicios de fabricación, reparación, mantenimiento y asesoría técnica de partes y equipos para la Industria en General que satisfagan los requisitos de nuestros clientes, requisitos legales ambientales vigentes y otros que suscriba la organización; estableciendo y desarrollando acciones de mejoramiento continuo a través de la implementación, mantenimiento y respaldo económico a los sistemas de gestión conforme a las normas NTC ISO 9001, RUC y BASC.

Respetuosos del contexto legal, institucional y de otra índole, creamos y consolidamos la cultura organizacional de la empresa, fundamentados en la competencia del Talento Humano, y el ejercicio de un clima laboral que fomenta la salud, la higiene, la seguridad industrial generando una actitud preventiva conforme nuestra identificación de peligros y evaluación de riesgos; implementando estrategias para el control y prevención de lesiones personales, accidentes de trabajo, incidentes y enfermedades profesionales que puedan representar pérdidas y daños los trabajadores y la empresa.

INDUSTRIAS AVM S.A se responsabiliza con el medio ambiente trabajando en la prevención de la contaminación y en la identificación de aspectos e impactos generados por nuestra actividad económica en pro de condiciones socio-ambientales adecuadas para nuestro entorno.

Para el desarrollo de esta política se cuenta con el compromiso y la participación activa de todos los miembros de la Organización, la contribución y responsabilidad asumida por la Gerencia General, manteniendo como premisa permanente la negativa hacia prácticas ilícitas que involucren actividades que vean afectada la seguridad integral del individuo o el correcto funcionamiento de la Organización, garantizando procesos de exportación libres de contaminación del narcotráfico,

terrorismo y contrabando en la fabricación y comercialización de nuestros productos y servicios.

Industrias AVM S.A., expresa su compromiso con el fomento de acciones Socialmente Responsables a través del reconocimiento de las necesidades de sus grupos de interés a fin de promover relaciones de mutuo beneficio guiadas por los principios de respeto a las personas, la participación, solidaridad y desarrollo humano integral."

2.2 HISTORIA DE LA PALMA AFRICANA

La palma de aceite es una planta tropical propia de climas cálidos que crece en tierras por debajo de los 500 metros sobre el nivel del mar. Su origen se ubica en el golfo de Guinea en el África occidental. De ahí su nombre científico, *Elaeis guineensis*, y su denominación popular: palma africana de aceite.

Su introducción a la América tropical se atribuye a los colonizadores, comerciantes y esclavos portugueses, que la usaban como parte de su dieta alimentaria de los esclavos en el Brasil.

En 1932, Florentino Claes fue quien introdujo la palma africana de aceite en Colombia y fueron sembradas con fines ornamentales en la Estación Agrícola de Palmira (Valle del Cauca). Pero el cultivo comercial sólo comenzó en 1945 cuando la United Fruit Company estableció una plantación en la zona bananera del departamento del Magdalena.

La expansión del cultivo en Colombia ha mantenido un crecimiento sostenido. A mediados de la década de 1960 existían 18.000 hectáreas en producción y hoy existen más de 150.000 hectáreas en 54 municipios del país distribuidos en cuatro zonas productivas:

Norte - Magdalena, norte del Cesar, Atlántico, Guajira
Central - Santander, Norte de Santander, sur del Cesar, Bolívar
Oriental - Meta, Cundinamarca, Casanare, Caquetá
Occidental – Nariño

Colombia es el primer productor de palma de aceite en América Latina y el cuarto en el mundo. Tiene como fortaleza un gremio que cuenta con sólidas instituciones, como la Federación Nacional de Cultivadores de Palma de Aceite creada desde 1962.

2.3 PROCESOS Y SISTEMAS DE UNA PLANTA DE EXTRACCIÓN DE ACEITE DE PALMA¹

2.3.1. La palma de aceite

Prácticamente todas las palmas de aceites plantadas en el lejano oriente están directamente relacionadas entre sí, porque dos o cuatro palmas de aceite fueron traídas del África y plantadas en los jardines botánicos Buitenzorg en Java en 1848. El material engendrado de estas palmas se refiere al Dura deli. Este es muy estable y uniforme en cuanto a su contenido en aceite y almendra.

La composición promedio de un racimo de fruta fresca (RFF) es de 25% aceite, 5,5% almendra, 6% cáscara, 9% fibra, 25% racimo vacío (RV) y el resto es humedad.

En años recientes, otro pariente ha sido introducido para producir el material referido como *Tenera*. La misma palma Dura deli es usada para producir la semilla de palma *Tenera*, pero esta es polinizada con polen de una palma Pisífera

¹ Fuente Wambec, Sinopsis del proceso de palma de aceite, (2005)

seleccionada (la Pisífera seleccionada, cuando es polinizada a sí misma, produce fruta con una pequeña almendra y una pequeña cáscara).

El material *Tenera* que resulta produce una fruta con más aceite que la del material Dura, la misma almendra como la Dura pero con menor cáscara.

Por esta razón es que ahora se busca plantar en lugar del material Dura deli puro, el material *Tenera* para el cual todos los sistemas de una planta de extracción de aceite de palma moderna deben ser diseñados.

La calidad tanto del aceite de palma como de las almendras se encuentra en su punto máximo justo antes del momento de la cosecha del racimo, de su recolección y de la extracción. La extensión en la que el aceite es degradado depende de los sistemas utilizados y del cuidado con el cual estos son ejecutados.

2.3.2 Composición del racimo *Tenera*

La composición varía de racimo a racimo y de palma a palma particularmente en lo que respecta al espesor de la cáscara y también al contenido promedio del racimo para el material *Tenera* (DxP) con una composición asumida promedio del racimo de fruta fresco (RRF) teniendo un máximo de 2.5 de (AGL)² para la extracción de aceite crudo de palma.

² Ácidos grasos libres

Tabla 1. Composición del racimo de fruta fresca

Racimo Vacio (Tusas)	25%	SSNA	7%	Cenizas	0,50%
		Agua	16%		
		Aceite	2%		
Evaporación	10%				
Fruto suelto	65%	Nueces	50%	Almendras	6%
		Mesocarpio	50%	SSNA	7,50%
				Agua	19,50%
				Aceite	23%
SSNA	Sólidos secos no aceitosos				

Fuente: WAMBEC, N. Sinopsis del proceso de palma de aceite, 2005

2.3.3 Cosecha

La cosecha se hace normalmente en ciclos de 6 a 8 días. Es muy importante que el fruto no sea cosechado antes de su madurez etapa en la que el proceso de fotosíntesis está bien avanzado para convertir los carbohidratos en grasa.

El contenido de aceite del mesocarpio inmaduro puede estar en el orden de 35% mientras que el contenido de aceite de un mesocarpio maduro está entre 50 y 55%.

La cosecha de la fruta baja de madurez puede causar una pérdida de 8% de su rendimiento.

2.3.4 Ácidos grasos libres (AGL)

El contenido de AGL del aceite en el racimo, antes de ser cosechado, puede estar en el orden de 0.1% mientras que el AGL del aceite en el mismo racimo cuando

está siendo recibido en la fábrica no será nunca menor a 1% , normalmente está en el orden de 3% y frecuentemente por encima de 3% bajo malas condiciones. Un bajo contenido de AGL es la primera característica que valoran los refinadores de aceite comestible.

Una prima de 1% en el precio de venta se paga contra un por ciento del contenido de AGL que esté por debajo de 5%. La pérdida en la refinación será de 1.25 a 1.80% por cada 1% de AGL.

El aumento en el contenido de AGL desde la cosecha hasta la fábrica extractora hará posible la cosecha de un fruto más maduro con más alto contenido de aceite y la recuperación de aceite de mayor calidad con más bajos contenidos de AGL.

Entre más madura es la fruta, es más vulnerable a los daños durante el transporte y su manipulación.

Para el refinador de aceite comestible, la cosecha y el transporte de la fruta son las etapas que tienen el mayor efecto en la calidad de todas las diferentes etapas del proceso.

2.3.5 Recolección y transporte de la fruta

Existen dos tipos de sistemas básicos para el transporte de la fruta.

Uno es la recolección de la fruta directamente en las vagonetas de esterilización el otro es la recolección de la fruta en camiones o remolques para luego ser transferida a las vagonetas de esterilización o al esterilizador directamente dependiendo de la configuración de la esterilización que se emplee en la fábrica de extracción de aceite de palma.

El sistema de transferencia es menos costoso pero acarrea la pérdida de ciertas cantidades de aceite y un aumento en el contenido de AGL debido a la manipulación extra y el daño que sufre la fruta.

En estos puntos el cosechador coloca la fruta en mallas que son levantadas por una grúa para cargarlas suavemente en las vagonetas de esterilización.

Al momento en que la fruta es levantada en las mallas es conveniente pesarla, utilizando una celda de pesaje. Esto es particularmente importante para la recolección de cosechas en pequeños cultivos.

2.4 PROCESAMIENTO DEL ACEITE DE PALMA

2.4.1 Recepción de RFF

Los camiones, vagonetas o remolques cargados con RFF (Racimos de Fruto Fresco) son pesados a la entrada de la fábrica y a la salida cuando están vacíos en una bascula de 50 o más toneladas de capacidad y esta información es automáticamente grabada con un sistema computarizado.

Después del proceso de pesado del camión, vagoneta o remolque, los racimos RFF son vaciados en una tolva inclinada, que puede ser sobre o inferior al nivel del piso, en una rampa que puede contener 600 TM de RFF (2 líneas de 10 bahías x 30 TM de RFF), esto depende de qué tantas horas de proceso se tengan previstas sin necesidad de alimentación externa.

Las fábricas modernas en Malasia están equipadas con los siguientes equipos, en el área de recepción de la planta:

A. Puente báscula de celdas de carga (sin foso) de 50 toneladas, de 3,3 m de ancho x 150 más metros de longitud, computarizado.

B. Rampa de amplia capacidad con tolvas de doble puerta tipo guillotina de 30 TM de capacidad por bahía.

C. Vagonetas y chasis para RFF con capacidades de 10 a 15 TON con diámetros desde 2500 a 3200 mm sobre ruedas en carrileras de 800 mm de trocha.

D. Sistemas automáticos hidráulicos de transportadores para cargue de las vagonetas con los RFF.

Sistema de rieles de líneas con plataforma de transferencia de vagonetas, ubicados en ambos extremos del sistema de carrileras para una fácil operación de los esterilizadores de doble puerta.

Al abrir la compuerta de una tolva (2 compuertas por cada bahía) los racimos caen a un transportador de cadena de fruto fresco el cual transporta lentamente los racimos (para evitar daños en los mismos) a las vagonetas para que sean manipuladas hasta el esterilizador o directamente al esterilizador en caso de esterilización vertical.

2.4.2. Esterilización

Este proceso se efectúa de diferentes maneras dependiendo el tipo de esterilización que sea. Si es convencional, se realiza en vagonetas de 10, 15 ó 20 toneladas de capacidad para introducir los RFF en un recipiente cilíndrico de acero con puertas especiales, donde son sometidos al vapor aproximadamente a 3 Bar; Si es vertical, los racimos provenientes del transportador de cadena de fruto fresco son descargados directamente al esterilizador en donde también son sometidos al vapor a 3 Bar; y finalmente si la esterilización es de tipo continua, los racimos son

descargados a un transportador de cadena sellado en donde se le inyecta vapor a temperatura ambiente.

Uno de los efectos de la esterilización es inactivar las enzimas de los frutos. Una vez que estas enzimas han sido desactivadas, el incremento de AGL es virtualmente detenido.

El objetivo después de la cosecha es esterilizar la fruta lo más rápido posible con un mínimo grado de manipulación y daño.

Adicional a la detención del desarrollo de contenido de AGL, la esterilización de la fruta también facilita:

A. La purificación del aceite de palma por coagulación de la materia nitrogenosa y mucilaginosa, para así prevenir la formación de emulsiones durante la recuperación del aceite crudo.

B. La extracción del aceite de palma crudo por ablandamiento y liberación de los frutos de los racimos, mediante el rompimiento de las células de aceite en el mesocarpio.

C. Ayudar al desprendimiento de la almendra dentro de la nuez.

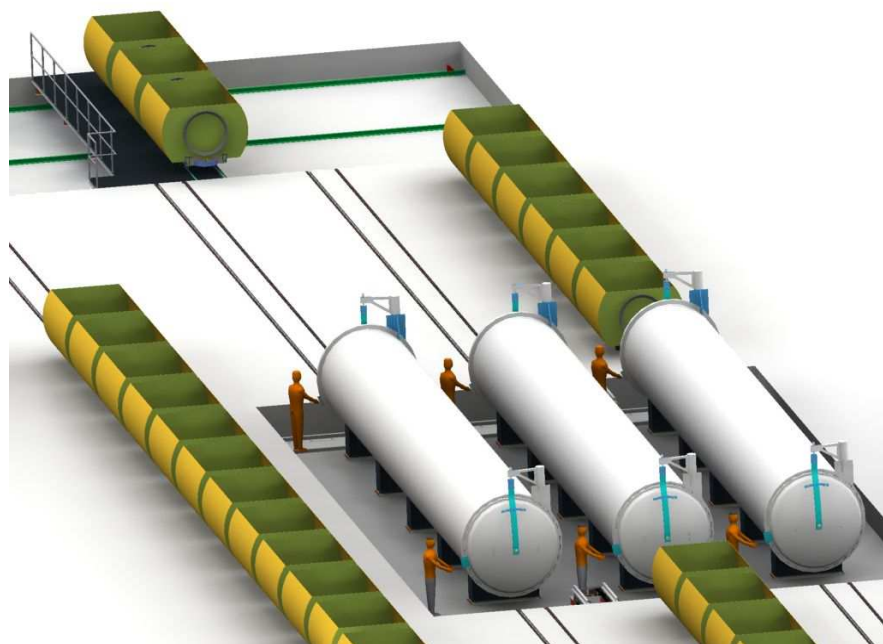
D. Ayudar a ablandar la unión del fruto a la tusa para un correcto desfrutado.

La mayoría de fábricas, hoy, tienen sistemas de control programados automáticamente para realizar la adecuada esterilización en ciclos de 90 minutos.

La esterilización es un proceso simple pero es esencial para la adecuada operación de la fábrica. Por eso es importante que este se haga correctamente. Esta operación implica la mayor utilización de vapor en la planta.

Figura 8. Sección de esterilización clásica

Mesa de
Translación



or

Fuente: El autor

2.4.3. Desfrutación

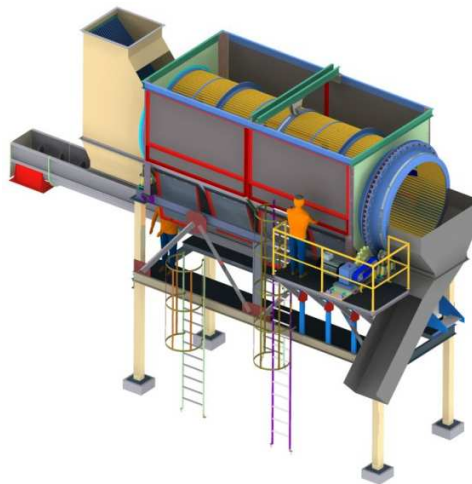
El fruto, que representa 75 % del peso del racimo, ya esterilizado en las vagonetas, es retirado del esterilizador mediante el sistema de cabrestantes y poleas de reenvío, transportador de cadena o cilindros hidráulicos.

Para generar una capacidad más grande, vagonetas de 10 toneladas RFF o mayores son trasladadas al tambor de volteo para vaciar su contenido en un transportador de cadena y conducirlo al desfrutador.

Este equipo se encarga de desprender el fruto de la tusa mediante la acción de un tambor giratorio de 2,1 m de diámetro x 6 m de largo.

El fruto se desprende, pasa a través de las platinas del tambor y es entregado a un transportador sinfín que lleva el fruto a un elevador y los racimos vacíos salen por el frente y son evacuados por medio de una banda o un transportador de cadena.

Figura 9. Tambor desfrutador sin eje



Fuente: El autor

2.4.4 Racimos vacíos

Los racimos vacíos representan 25% de la totalidad del peso del RFF. En la actualidad estos racimos tienen dos usos principales:

El primer equipo por el cual pasa es la prensa la cual recupera entre 0,25 y 0,5% del aceite impregnado. Esta práctica cada vez es más común debido a que al incrementar el tamaño de las vagonetas el aceite impregnado en torta es mayor, por la presión extra que sufren los racimos por su propio peso.

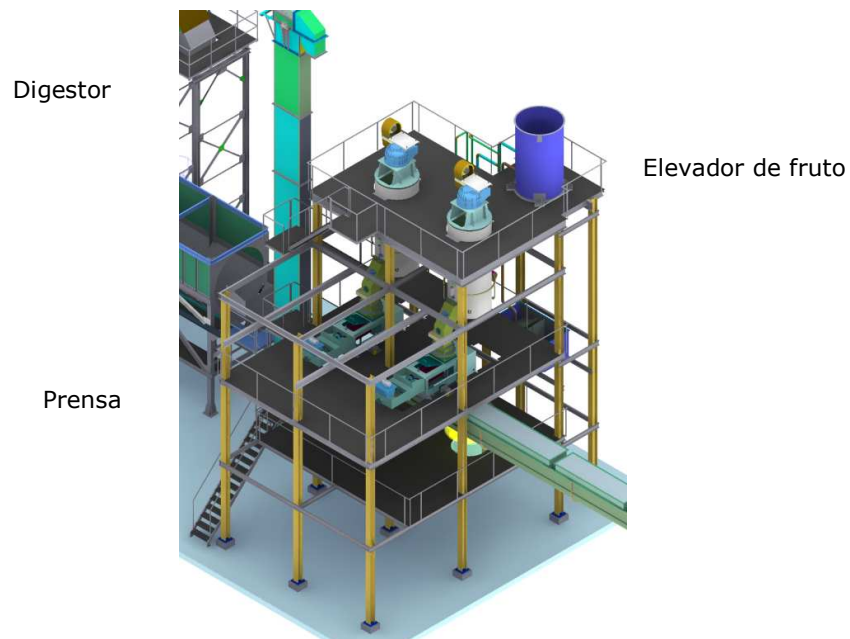
Después dependiendo de su uso, la tusa ya prensada va a ser procesada por diferentes equipos: si se quiere que la tusa sirva como combustible para los demás procesos, pasa por un picador el cual reduce a fibra la tusa y si se necesita para hacer compostaje, la tusa pasa a una estación en donde se mezclan con los efluentes de la planta para crear abono orgánico.

La utilización de los racimos vacíos para aplicación en el campo como suplemento de fertilización es efectiva en cuanto a costos para algunos grupos de plantaciones, pero no tiene justificación por razones de logística, para otras plantaciones. Otros impedimentos o la experiencia práctica parecen ser primera objeción para el uso de estos en el campo.

2.4.5 Extracción del aceite

La extracción eficiente del aceite crudo de la fruta *Tenera* presenta algunos problemas en el pasado, pero estas han sido superadas con el desarrollo de las prensas continuas de tornillos, las cuales son usadas en las plantas modernas. La fruta, proveniente del desfrutador, pasa a los digestores que completan el rompimiento de las celdas de aceite con brazos que se mueven lentamente y con ayuda de vapor inyectado. Los digestores pueden tener una capacidad superior a 3 m³.

Figura 10. Sección de prensado



Fuente: El autor

La masa de frutos pasa luego a la prensa de tonillo (capacidad de 10 a 20 TM de RFF por hora) que presiona el aceite crudo a través de agujeros en la pared de la cesta a camisa de la prensa. La torta prensada, que es descargada por el extremo de la prensa, contiene la fibra y las nueces.

Los tres productos separados en esta sección son:

- El aceite crudo que está conformado por agua, lodo y aceite. Este pasa a la sección de clarificación.
- Nueces: 15 % de los RFF. Son separadas por el desfibrador y en la sección de almendras para la recuperación de las almendras.
- Fibras: aproximadamente 15% del peso de los RFF, con un contenido de humedad de 37%. El contenido de aceite residual se encuentra entre 6 y 8% de aceite sobre fibra seca.

2.4.6 Separación de la torta

El acondicionamiento de las nueces comienza en el esterilizador y la separación, en la prensa de tornillos. Después del proceso de prensado, las nueces y la fibra van por un transportador rompedor de torta, este equipo es un transportador de aleta rota que ayuda a secar y a desmenuzar el equipo mediante sus aletas.

La fibra y las nueces pasan luego a una columna separadora neumática llamada también columna desfibradora (Winnowing System) provista con una pantalla o dámper para realizar ajustes en la operación, dependiendo del número de prensas que trabajen.

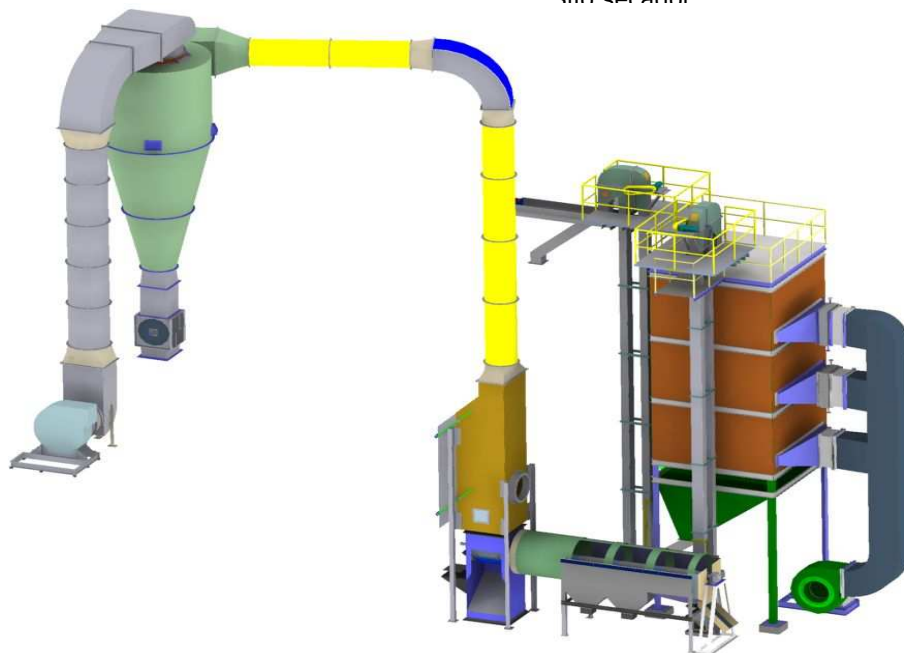
La fibra es movida mediante un tiro inducido hacia un ciclón cercano a la caldera y las nueces, debido a que su velocidad de arrastre es mayor que la de la fibra no son arrastradas y caen a un tambor pulidor para remover las impurezas de fibras adheridas y retener piezas de hierro. Este tambor está diseñado para procesar gran variedad de tamaños de almendras.

Las nueces son acondicionadas en silos de secado antes de ser trituradas en rompedores centrífugos o como se realiza actualmente, en molinos del tipo Ripple. Después de la ruptura, la mezcla triturada es separada en una columna doble de separación para una separación en seco y/o mediante separadores del tipo húmedo como los hidrociclones o baños de arcilla. Estos últimos son del tipo húmedo. Un separador moderno del tipo hydroclay bath es más eficiente que un separador de hidrociclones cuando se procesa más de 15% de material Dura en la mezcla triturada. Un suministro adecuado de arcilla a razón de aproximadamente 450Kg por 100 toneladas de RFF es necesario para el sistema separador de arcilla. Ambos sistemas dependen de la densidad de la cáscara, siendo esta mayor que la densidad de la almendra.

Las cáscaras y las almendras son lavadas. Luego las almendras pasan a un silo secador de almendras para reducir el contenido de humedad a 7% y minimizar así el desarrollo de ácidos grasos libres en el aceite de palmiste durante el almacenamiento y despacho. Es ventajoso secar las almendras con vapor a la presión atmosférica.

Figura 11. Sección defibrado

Silo secador



Fuente: El autor

2.4.7 Clarificación del aceite de palma

La sección moderna de clarificación o purificación del aceite de palma se diseña para recuperar y purificar el aceite crudo tan rápido como sea posible con el mínimo de calentamiento y exposición al aire. Esto es necesario para evitar el daño por oxidación que es ocasionado por la exposición del aceite crudo al aire y a temperaturas altas.

El proceso comienza en el tanque de aceite crudo en la sección de extracción y termina en un enfriador de aceite como APC (aceite terminado crudo de palma), con un contenido de impurezas de 0.0009% y un contenido de humedad de 0.09%.

El mayor problema de efluentes es reducido con el sistema de decanter el cual remueve los lodos semisólidos para tratarlos con un secador de sólidos, el cual reduce su humedad de 45 a 10%. De un adecuado secamiento de los lodos se obtiene mediante los gases salientes de la caldera.

La oxidación es la causa más importante de una pobre calidad del aceite. La oxidación comienza cuando el aire se encuentra por encima de los 60°C y es expuesto al aire durante el proceso, almacenamiento y despacho.

2.4.8 Generación de vapor y de potencia

Una parte esencial del proceso es la generación de vapor y potencia ya en proceso de la esterilización se consume una gran cantidad de vapor y debido a la ubicación de las plantaciones la calidad del fluido eléctrico no es la mejor, es indispensable cogenerar.

Los desechos sólidos que se utilizan como combustible son las cáscaras, fibras y racimos vacíos. Todos son subproductos del proceso y sirven para producir el vapor en las calderas.

El vapor se requiere para el proceso a razón de 500 Kg/TM de de RFF. Este vapor puede ser producido fácilmente en una caldera razonablemente eficiente a partir de la combustión de las fibras, cáscaras o racimos vacíos.

La energía eléctrica se requiere para el proceso a razón de 15 a 25 Kw. / TH de RFF. Esta puede ser provista fácilmente mediante una turbina del tipo de contrapresión de una sola etapa ubicada entre la caldera y el distribuidor de vapor a baja presión hacia el proceso.

El vapor se genera en la caldera a una presión de 20 bar (recalentado a 260°C) o 30 bar dependiendo de las secciones y de las necesidades energéticas de la planta y con un turbogenerador de vapor de 18,5 bar en entrada y 3.16 bar en la contrapresión siendo esta una presión conveniente para el proceso gracias a sus efectos de calentamiento.

2.5 DESCRIPCIÓN DE LA ETAPA DE TRITURACIÓN DE NUECES

La etapa de trituración de las nueces es de gran importancia debido a que de un correcto secado y trituración dependen la correcta obtención de dos subproductos que son las cáscaras y las almendras.

La sección está compuesta por:

2.5.1 Elevador de nueces

Se encarga de llevar las nueces del tambor pulidor al silo secador de nueces, está fabricado en lámina en acero, es de banda resistente al aceite y cangilones plásticos, su descarga es de tipo centrífugo.

2.3.2 Secador de nueces

Las nueces separadas de piedra e impurezas externas y pulidas llegan a los silos de almacenamiento llamados 'pulmón' de donde se alimentan hacia los demás equipos de proceso. Estos silos están equipados con un ventilador para el soplado

de aire caliente cuya temperatura se regula automáticamente en los radiadores de vapor por los que pasa el aire.

Los silos son verticales, y de sección cuadrada y disponen de cierto número de canales o conductos internos que facilitan la circulación del aire. El silo actúa como depósito pulmón de alimentación a los trituradores o rompedores, a través del tambor clasificador y asegura un almacenamiento de nueces suficiente en previsión de posibles paradas de las secciones precedentes.

Es necesario secar las nueces hasta que su contenido de humedad alcance un valor cercano de 7 % con el fin de hacer más quebradizas las cáscaras y facilitar la trituración.

2.3.3 Elevador de nueces secas

Se encarga de llevar las nueces desde la descarga inferior del silo secador a la boca de admisión del clasificador, es de banda resistente al aceite y de cangilones plásticos.

2.3.4 Clasificador de nueces

Consiste en un cilindro de 1,2 m de diámetro por 5 m de longitud, las nueces secas provenientes del elevador son alimentadas por un extremo, estas recorren el tambor las cuales son clasificadas de acuerdo a su tamaño por medio de unas mallas perforadas, para separar las nueces en cuatro diferentes tamaños.

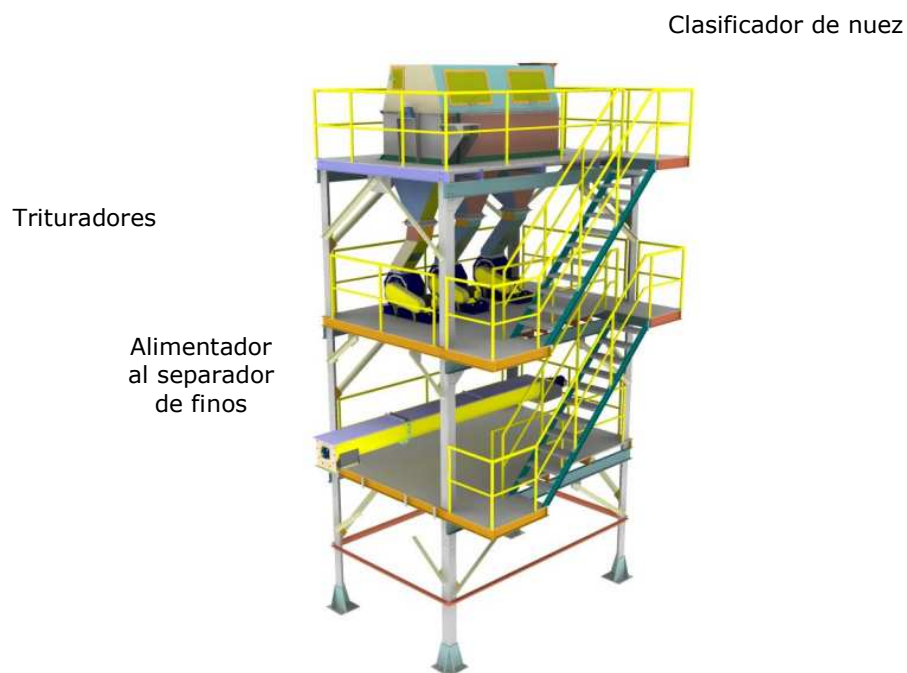
2.3.4 Rompedor de nueces

Cada lote de nueces así clasificadas, se rompe o tritura en los molinos, ajustando cada molino de acuerdo con el tamaño de nueces procesadas. Lo que se busca es

romper la totalidad de las nueces sin causar la rotura de las almendras contenidas en ellas.

La almendra se debe conservar lo más libre de impurezas posible ya que estas afectan directamente la calidad de la torta y disminuye la eficiencia de los expeler los cuales extraen el aceite de palmiste de las almendras.

Figura 12. Sección de trituración



Fuente: El autor

2.6 EL DILEMA DEL ROMPIMIENTO DE LA NUEZ

Las plantaciones de procesamiento del fruto de palma son un mercado estable y una política de estado para el desarrollo agrícola en Colombia, sin embargo, su producción no se encuentra aún en nivel óptimo debido a la falta de esfuerzos por

encontrar alternativas a los problemas que enfrentan en las diferentes partes del proceso.

Una parte del proceso con mayores inconvenientes es la de trituración: las nueces de palma previamente secadas y separadas de la fibra, deben ser trituradas para obtener la almendra y la cascarilla, subproductos de gran uso por que la cascarilla en combinación con la fibra se usan como combustible en la plantas beneficio y las almendras se usan para venta directa o para procesarlas en plantas de extracción de aceite de palmiste.

Los problemas que se presentan en la trituración son:

- Obtener los subproductos separados correctamente: en la mayoría de los casos la separación se lleva a cabo de una manera incorrecta, debido a ineficiencias en el proceso de rompimiento que dejan pedazos de cáscara con las almendras lo que conlleva a una disminución de la calidad de la torta de palmiste y un alto costo de mantenimiento en las máquinas de extracción de aceite de palmiste. También en este proceso es común que la máquina arrastre las almendras con las cáscaras, lo que ocasiona una reducción en el poder energético del combustible, además de desperdiciar almendra.

Figura 13. Sub productos de la mezcla triturada



Fuente: El autor

- El tamaño de las instalaciones: el espacio siempre es un problema al momento de diseñar las plantaciones, sobre todo cuando las líneas de producción son ampliadas a lo largo del tiempo, ya que se busca siempre que la instalación inicial sea lo más económica posible, y el hecho de tener que clasificar por tamaños la nuez y colocar un rompedor para cada graduación conlleva unos costos altos en instalación de equipos y en consumo de espacio.
- El consumo de energía: en busca del mejoramiento continuo de los procesos es de vital importancia que estos consuman la menor cantidad de electricidad posible.
- Las paradas para el mantenimiento de los equipos: esta se debe hacer en el menor tiempo posible, ya que la parte de extracción de aceite de palmiste, y la cascarilla, que es el combustible de arranque de la planta para el siguiente día, depende del correcto funcionamiento de los rompedores.

Los dueños, inversionistas y asesores de las plantaciones prefieren continuar con lineamientos tecnológicos que han conocido desde siempre y casi nunca optan por nuevas soluciones o mejoras al proceso, así el riesgo sea mínimo y la inversión se recupere en corto tiempo prefieren continuar con los mismos sistemas y la mayoría de nuevas plantaciones siguen con tecnologías de hace más de 20 años.

El objetivo de este proyecto es, por lo tanto, ofrecer un producto que mejore el proceso de trituración de las nueces, para lograr una mejor mezcla triturada con la menor cantidad de nueces enteras y adheridas posible, mejorar el espacio consumido en planta, optimizar el consumo de energía en las plantas beneficio.

Para cumplir con las mejoras propuestas se propone un diseño de un rompedor que supla las necesidades de las plantas beneficio.

Se fabricará un prototipo usando materiales de una calidad estándar, al igual que la unidad de transmisión que será diseñada solo para pruebas de desempeño de rompimiento. Se fabricará la máquina usando la tecnología disponible en AVM S.A. a fin de tener un costo bajo de fabricación. Esta máquina tendrá el suministro continuo de energía eléctrica.

De acuerdo con las necesidades anteriormente mencionadas, se realizó un estudio para la selección del modelo a desarrollar a partir de diferentes alternativas, por medio del despliegue de la función calidad (QFD).

3. DISEÑO DEL ROMPEDOR

3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD)

3.1.1 Voz del consumidor.

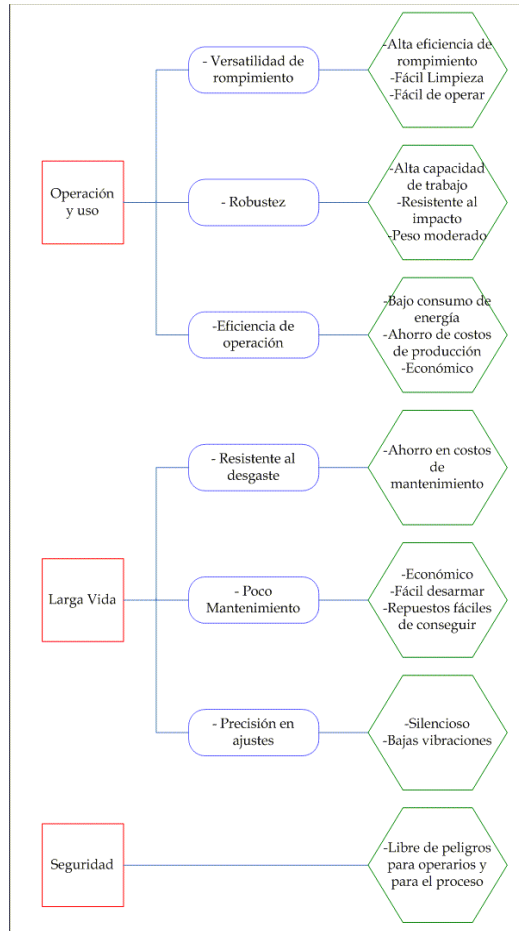
A continuación se establecen las necesidades básicas de las personas interesadas en el desarrollo del producto:

- ✓ Bajo consumo de energía
- ✓ Ahorro de costos de producción y mantenimiento.
- ✓ Alta eficiencia de rompimiento
- ✓ Larga vida útil
- ✓ Fácil limpieza
- ✓ Económico
- ✓ Fácil de operar
- ✓ Bajos Ruidos Vibratorios
- ✓ Resistente al Impacto
- ✓ Peso moderado
- ✓ Operación Rápida
- ✓ Fácil de desarmar
- ✓ Repuestos fáciles de conseguir
- ✓ Libre de peligros durante su funcionamiento

3.1.2 Organización de requerimientos.

Con el uso de un método asociativo, se organizan los requerimientos en subgrupos de criterios de evaluación cualitativos:

Figura 14. Organización de requerimientos



Fuente: El autor

La organización se realizó pensando en las necesidades del usuario final y deberán ser introducidas en las casillas horizontales de la matriz de calidad. A cada necesidad se le ha asignado un valor que representa la importancia para el usuario y estos se comparan con variables de ingeniería las cuales serán tomadas en cuenta como los requisitos del proyecto y se colocarán en la parte superior de la matriz, al tener la matriz ya completa relacionamos las necesidades con las variables mediante valores numéricos los cuales representan el nivel de importancia entre los elementos de la matriz.

3.1.3 Matriz de calidad.

Tabla 2. Matriz de calidad

			Acero	Tratamiento Térmico	Dureza 60HRC	Velocidad <1200 rpm	Alto torque	Mecanismo rompedor	Numero de componentes	Piezas normalizadas	Modular	Mecanizado	Guardas de seguridad	Carcasa resistente	Dimensiones	Costo de materiales	Acceso a repuestos	Control de velocidad		
		Importancia	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16		
Operación y uso	Versátil	Diferentes tamaños de nuez	9			3		9											9	
		Fácil de operar	7					9	9	3	3		3		3					
	Eficiencia de operación	Bajo consumo de energía	7	3			3		9				3			3				3
		Alta eficiencia de rompimiento	9	3	3	3			9											
		Ahorro de costos de producción	9						9		9	3					3	3		3
	Robusta	Resistente al impacto	6		9	3		9							9					
		Alta capacidad de trabajo	4		1	9	3	9	9	3		3	3			3				
Larga vida	Poco mantenimiento	Fácil limpieza	4	3				9	9		3									
		Económico	7	3	3	3			9	9	9		3				9	9		1
		Fácil amar	5						3	9	9	9	3							
	Ajustes	Silencioso	5					3												3
		Bajas vibraciones	6				9		9	3			3			3				3
Seguridad		Segura	6					3	3		3		9	9	3					
		Peso	5	9				3		9				3	3					
		Anticorrosivo	4	3	3															
		Operación rápida	4						9			3								
			138	118	102	114	120	627	300	210	147	87	75	123	105	90	90	169		

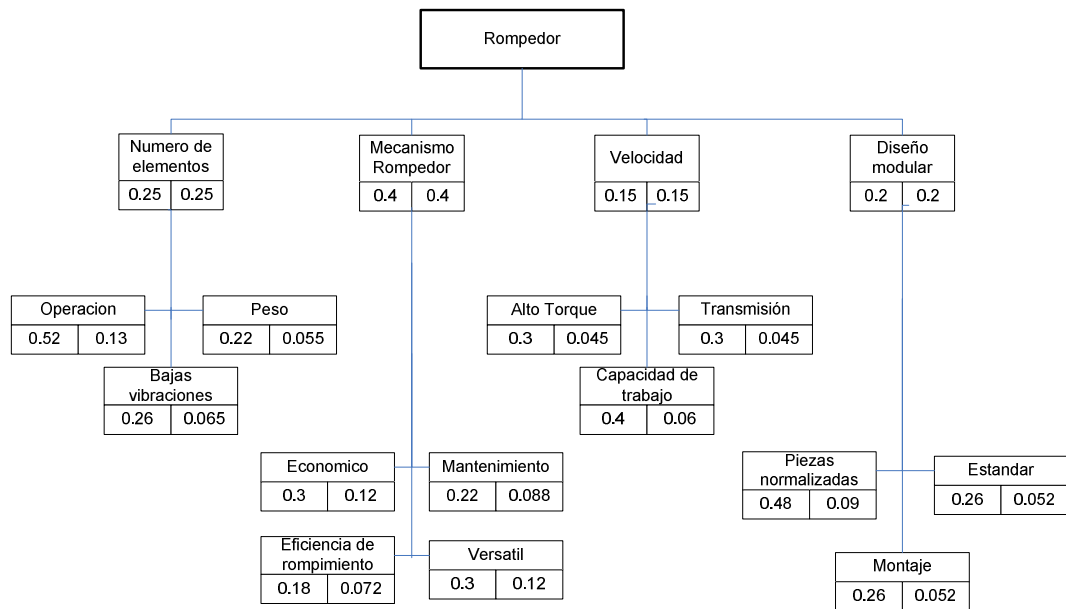
Fuente: El autor

3.1.4 Ponderación de resultados para selección de solución

Después de completar la matriz de calidad, ponderamos los resultados, definiendo los requerimientos de diseño que serán de vital importancia para la selección de la alternativa. Esta ponderación se presenta a continuación partiendo de los requisitos del proyecto y escogiendo los más importantes.

Figura 7. Ponderación de resultados.

Figura 15. Ponderación de resultados



Fuente: El autor

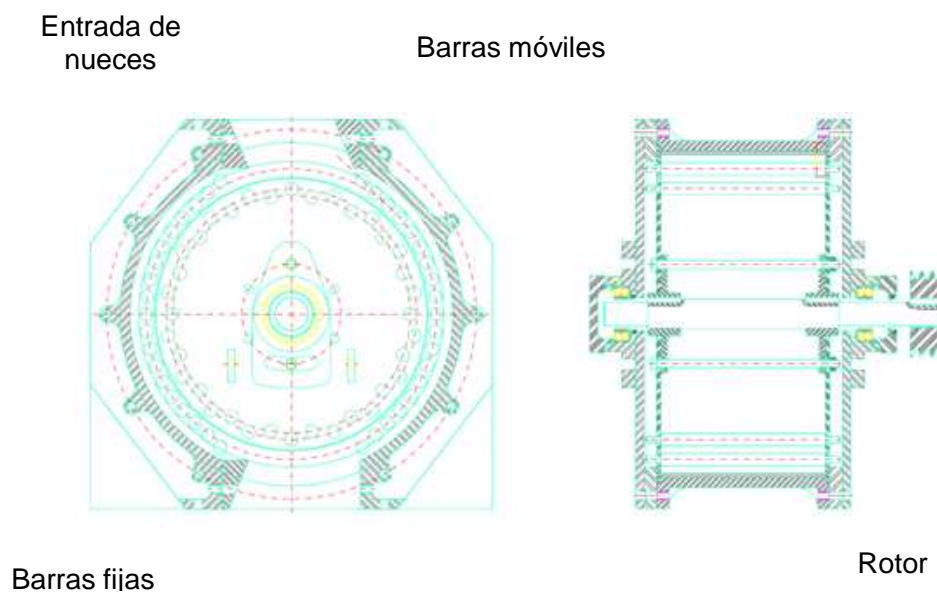
3.1.5 Planteamiento de alternativas

A continuación se presentan las alternativas de diseño entre las cuales se elegirá la opción que mejor represente las necesidades del consumidor. Estas máquinas son usadas para el rompimiento de nueces en general, teniendo en cuenta que pueden ser usadas para capacidades de trabajo grandes y continuas.

- ✓ Alternativa 1: Ripple mill.

Rompen las nueces mediante la acción de unas varillas giratorias, instaladas en un rotor, contra unas varillas estáticas alojadas en la carcasa del equipo. Este tipo de rompedor se alimenta verticalmente y aunque no es necesaria la regulación de la alimentación a la entrada, es necesaria una clasificación previa del producto de acuerdo a su tamaño para obtener un buen rompimiento de la nuez y evitar sobrecargas al equipo. Este tipo de rompedores presenta una eficiencia de rompimiento hasta de 95% y permite una graduación del tamaño de las nueces a romper mediante el desplazamiento del rotor. La capacidad de estos equipos puede llegar hasta 3000 [Kg/h].

Figura 16. Vista frontal y en sección del Ripple mill

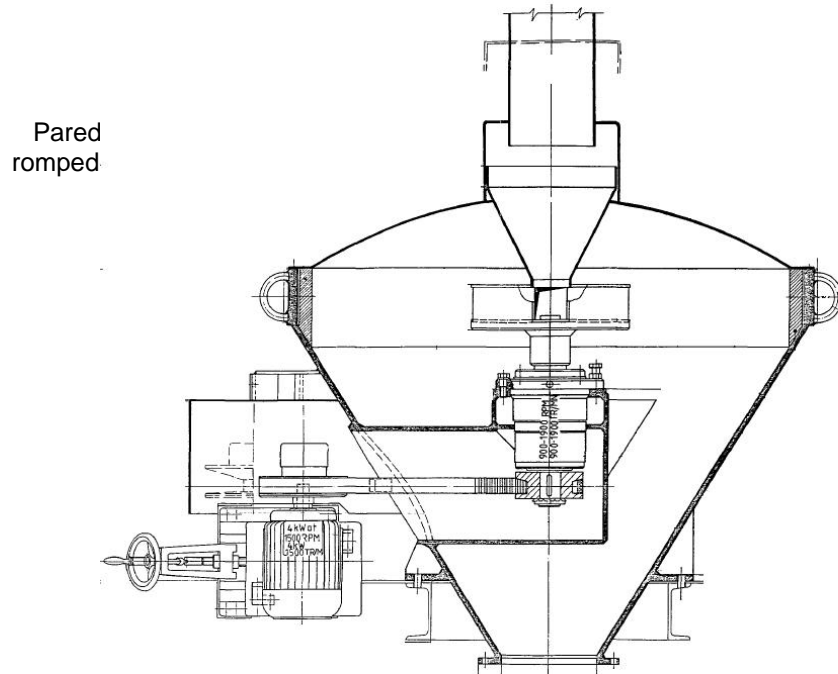


Fuente: El autor

✓ Alternativa 2. Rompedor Tipo Wecker (Rotativo)

Esta máquina de romper nueces de palma tiene un rotor equipado con alas aceleradoras con eje vertical que al rotar lanza las nueces hacia paredes en dirección tangencial, rompiendo las nueces mediante la fuerza de impacto generada por el choque con las paredes. La máquina se caracteriza por que una o más paredes de rebote son instaladas en dirección paralela de lanzamiento hacia los canales de lanzamiento. La alimentación se realiza verticalmente directamente sobre el rotor y necesita clasificación previa del producto. Su eficiencia de rompimiento se encuentra alrededor de 90%, pero su clasificación es complicada ya que al presentarse una pequeña variación de tamaño la eficiencia podría disminuir hasta 80%.

Figura 17. Rompedor tipo Wecker

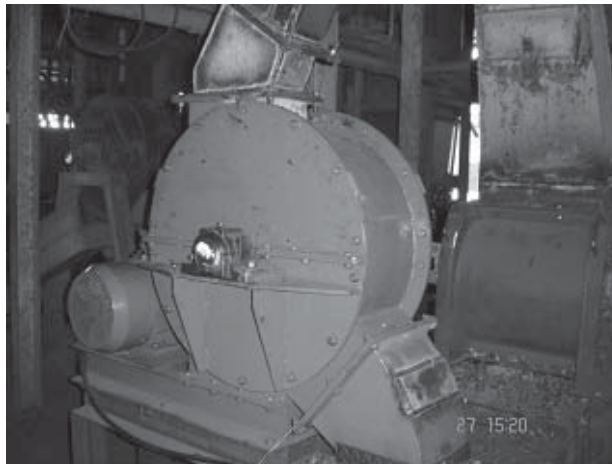


Fuente: el autor

✓ Alternativa 3. Rompedor Tipo Rolek

Este tipo de rompedor cuenta con un mecanismo que le permite manejar nueces de varios tamaños sin tener que clasificar. Además posee una eficiencia de rotura cercana a 98% pero con la particularidad que la nuez se rompe de tal manera que la almendra sale, en un gran porcentaje, sin romperse facilitando la separación previa. Su capacidad de procesamiento va desde 1500 [kg/h] (10 TFFB/h) hasta 6000 [kg/h] (40 TFFB/h).

Figura 18. Rompedor Rolek para múltiples tamaños de nuez



Fuente: Rohaya, M y otros, a commercial scale implementation of rolek™ palm nut cracker: techno-economic viability study for production of shell-free kernel, 2006

3.1.6 Evaluación de alternativas

De nuevo se aplican una ponderación para evaluar el comportamiento de cada una de las alternativas y se llega a la conclusión, como se ve, que la alternativa 1 es la que alcanza mayor puntaje, por lo tanto cumple de manera global con los requerimientos de diseño.

Tabla 3. Evaluación de alternativas.

			Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3		
Crterios de evaluación	Parámetros	Pi	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	
Mecanismo rompedor	0,4	Económico	0,3	4	0,48	4	0,48	4,5	0,54
		Eficiencia de rompimiento	0,2	4,5	0,324	4	0,288	5	0,36
		Versatilidad	0,3	4	0,48	4	0,48	5	0,6
		Mantenimiento	0,2	4	0,352	3,5	0,308	5	0,44
Número de Elementos	0,25	Bajas Vibraciones	0,3	3,5	0,228	3,5	0,228	4	0,26
		Operación	0,5	4,5	0,585	3	0,39	4	0,52
		Peso	0,2	4	0,22	4	0,22	3,5	0,193
Diseño modular	0,2	Piezas normalizadas	0,5	4	0,384	4	0,384	4	0,384
		Montaje	0,3	4,5	0,234	3,5	0,182	4	0,208
		Estándar	0,3	4,2	0,218	4	0,208	4	0,208
Velocidad	0,15	Alto torque	0,3	4	0,18	2	0,09	4,5	0,203
		Capacidad de trabajo	0,4	4	0,24	3,5	0,21	5	0,3
		Transmisión	0,3	4	0,18	3,5	0,158	4	0,18
TOTAL				4,105		3,625		4,395	

Notas	1	Deficiente
	5	Optimo

Fuente: El autor

Con estos resultados puede empezarse de manera certera un proceso de diseño que entregue como resultado una máquina que cumpla con las necesidades del cliente.

3.1.7 Alternativa ganadora rompedor tipo rolek

A diferencia de los Ripper Mills este tipo de rompedores no solo rompe en la periferia sino también en su interior mediante una serie de rodillos estáticos y unos móviles que al variar su distancia permite romper nueces de diferentes tamaños. Su alimentación no necesita graduación pero se debe garantizar que no se encuentren impurezas de gran tamaño y dureza ya que dañarían el rompedor.

También este tipo de rompedores presenta una ventaja en ahorro de costos de producción debido a su posibilidad de romper diferentes tamaños de nueces no se hace necesario el uso de un clasificador de nueces como se realiza actualmente en las plantas de extracción de aceite de palma.

Además de aumentar la rata extracción de aceite de palmiste.³

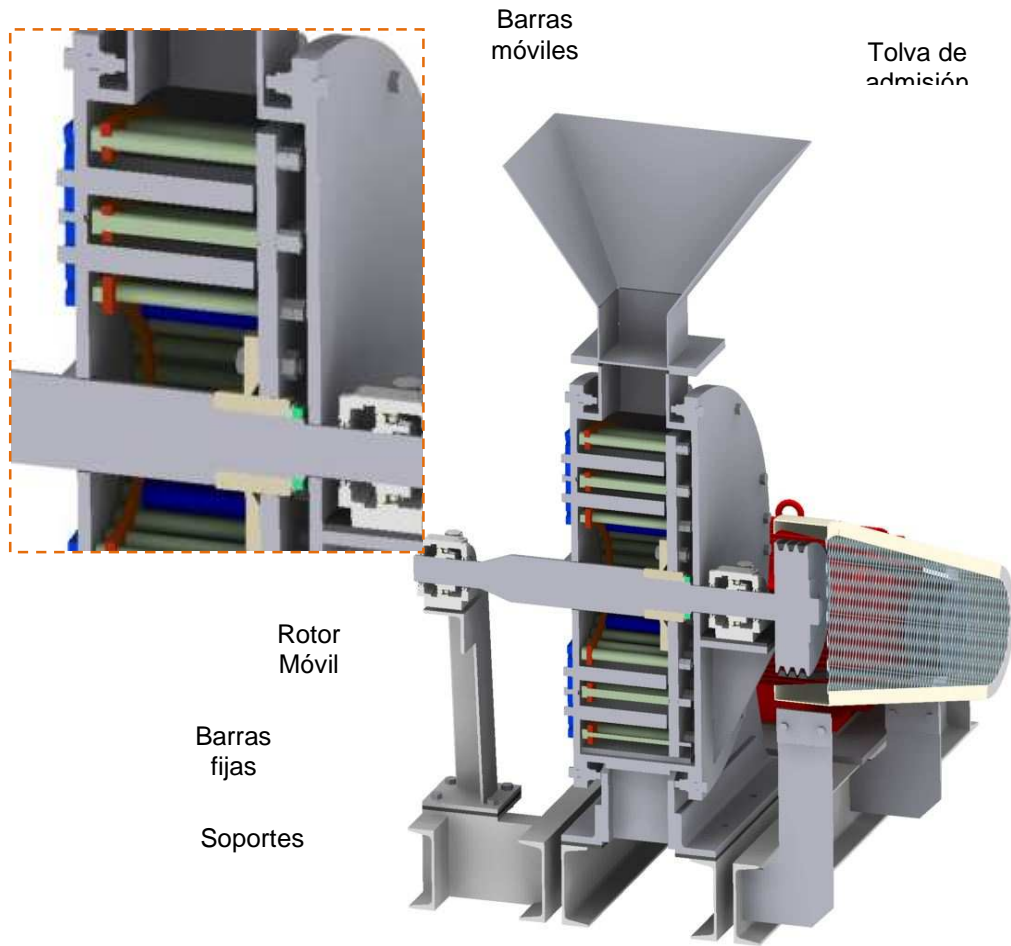
Figura 19. Vista general del rompedor



Fuente: El Autor

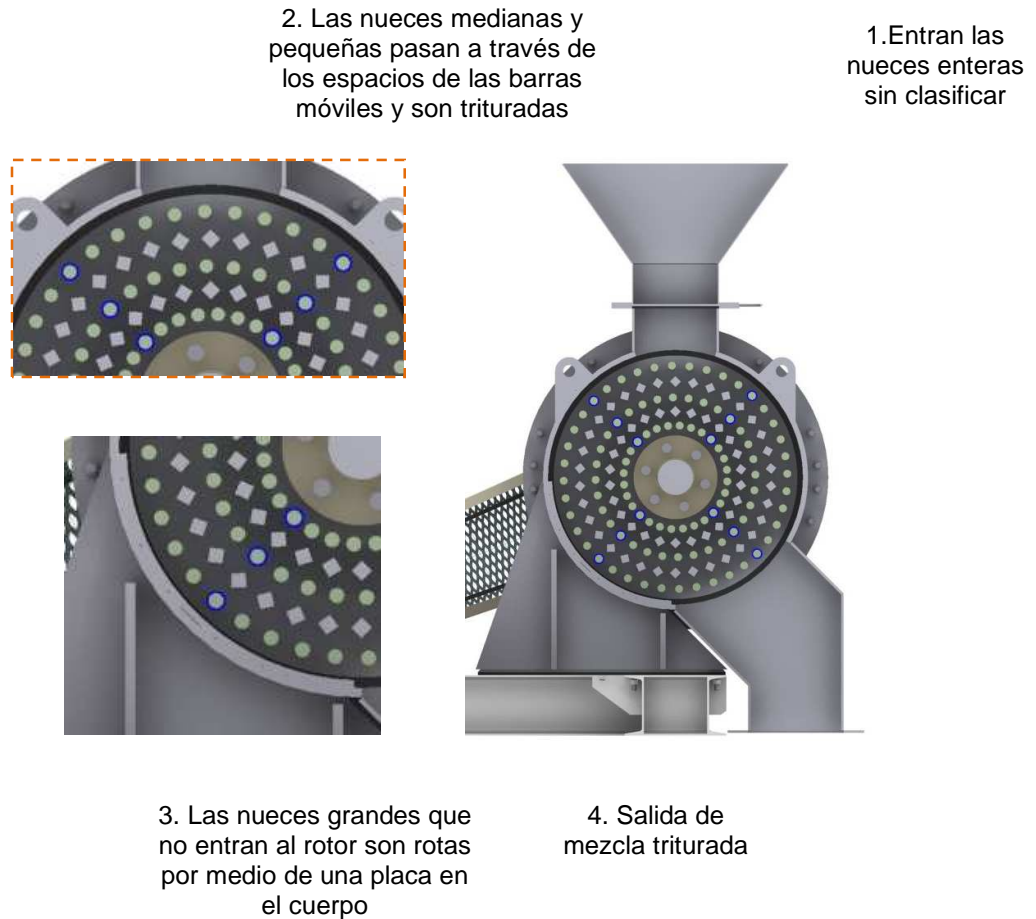
³ Fuente: Rohaya, M y otros, a commercial scale implementation of rolek™ palm nut cracker: techno-economic viability study for production of shell-free kernel, 2006

Figura 20. Corte lateral del rompedor



Fuente: El autor

Figura 21. Funcionamiento del equipo



Fuente: El autor

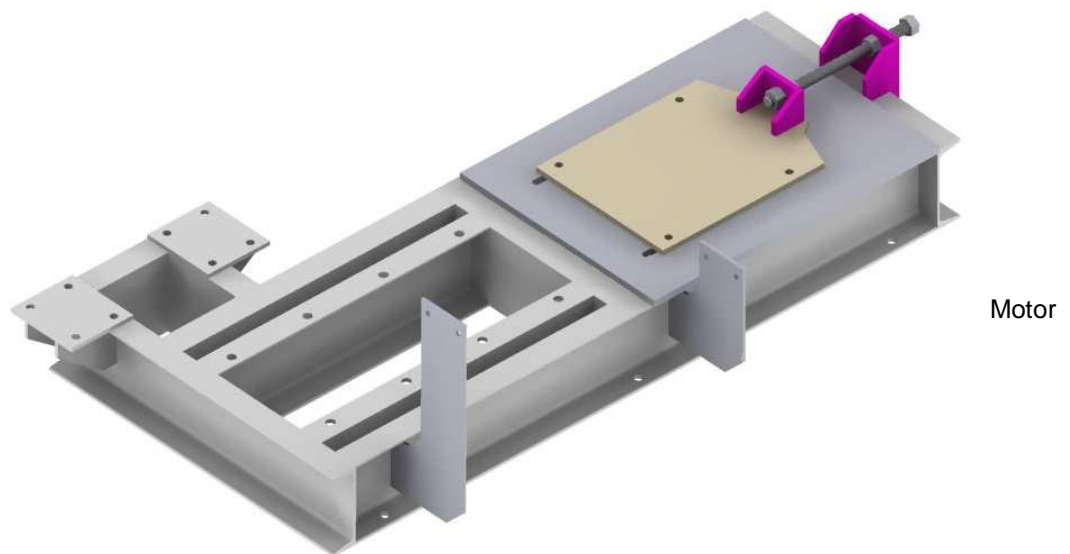
3.2 DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS

A continuación se mostraran cuáles son las partes principales que conforman el rompedor

3.2.1 Base

Este conjunto es la base estructural de toda la máquina, se encarga de mantener la alineación del equipo al momento del proceso y de izaje, posee unas perforaciones para anclar la carcasa y para sujetar la máquina a la estructura de soporte. Da soporte al motor, a la guarda y a su sistema tensor, que facilita el montaje y desmontaje de las correas.

Figura 22. Descripción elementos base



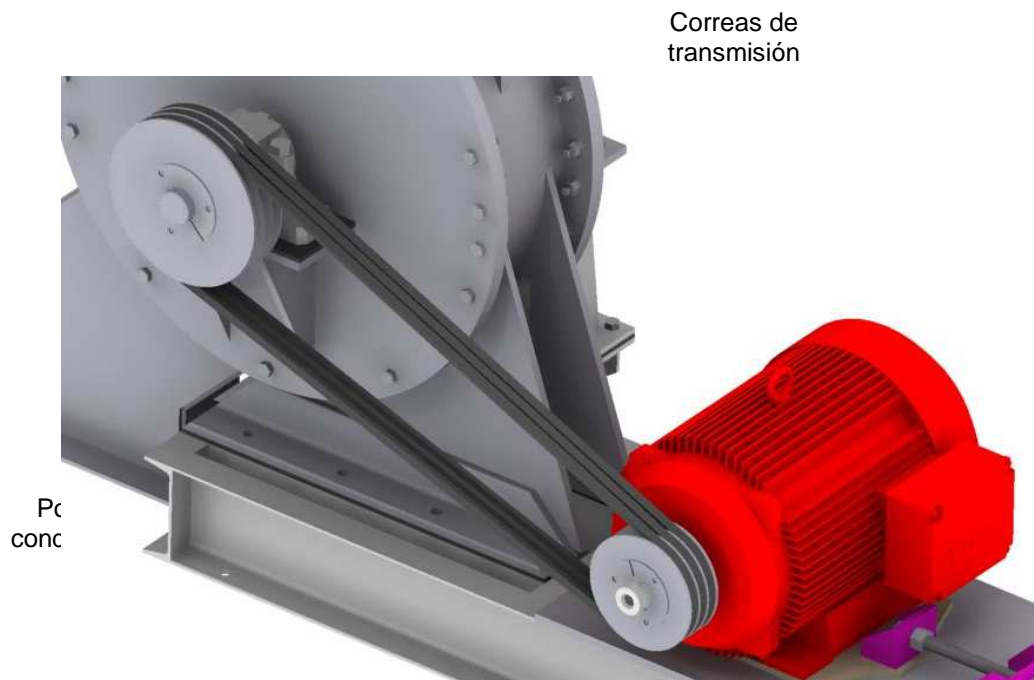
Fuente El autor

3.2.2 Sistema transmisión de potencia

La transmisión de potencia es la encargada de proveer la energía al equipo para su movimiento y para el rompimiento de las nueces, se realiza desde un motor

eléctrico hasta el sistema rotor, a través de un sistema de poleas de correas flexibles con manguito de fijación.

Figura 23. Descripción elementos Rompedor



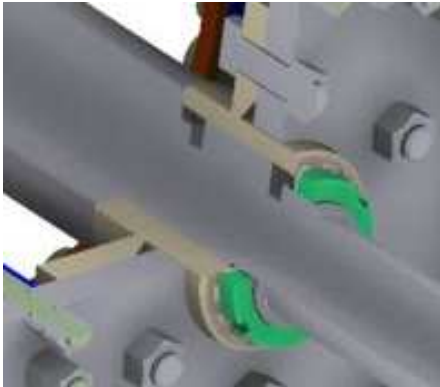
Fuente: El autor

3.2.3 Rotor

El rotor es el único conjunto móvil del rompedor, su función principal es mover las barras móviles y romper en conjunto, con las barras fijas, las nueces. Posee un eje principal el cual recibe la potencia del motor por medio de unas poleas. La potencia es transmitida por el eje, mediante una cuña y una manzana, al plato móvil de las barras móviles, las cuales son las encargadas de romper las nueces.

Figura 24. Descripción elementos rotor

Buje

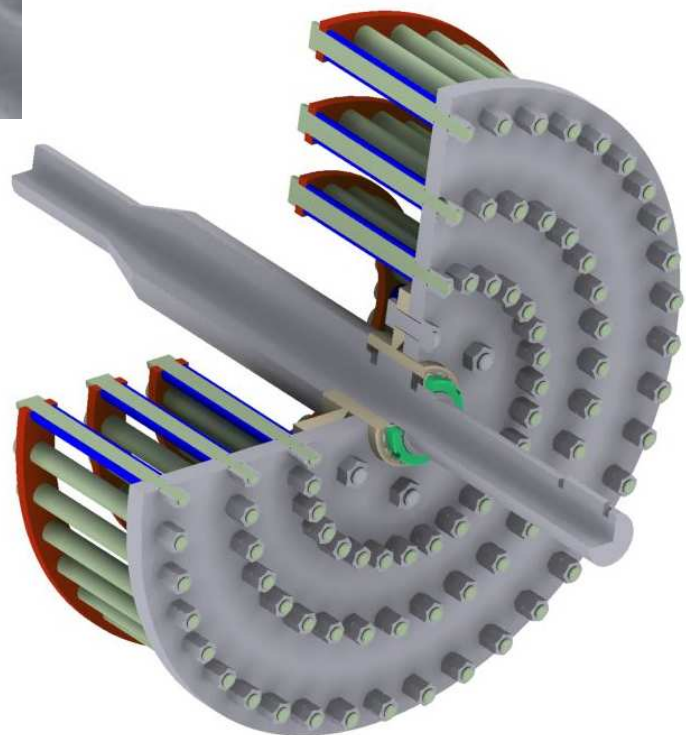


Tuerca de sujeción

Barra móvil

Plato móvil

Eje



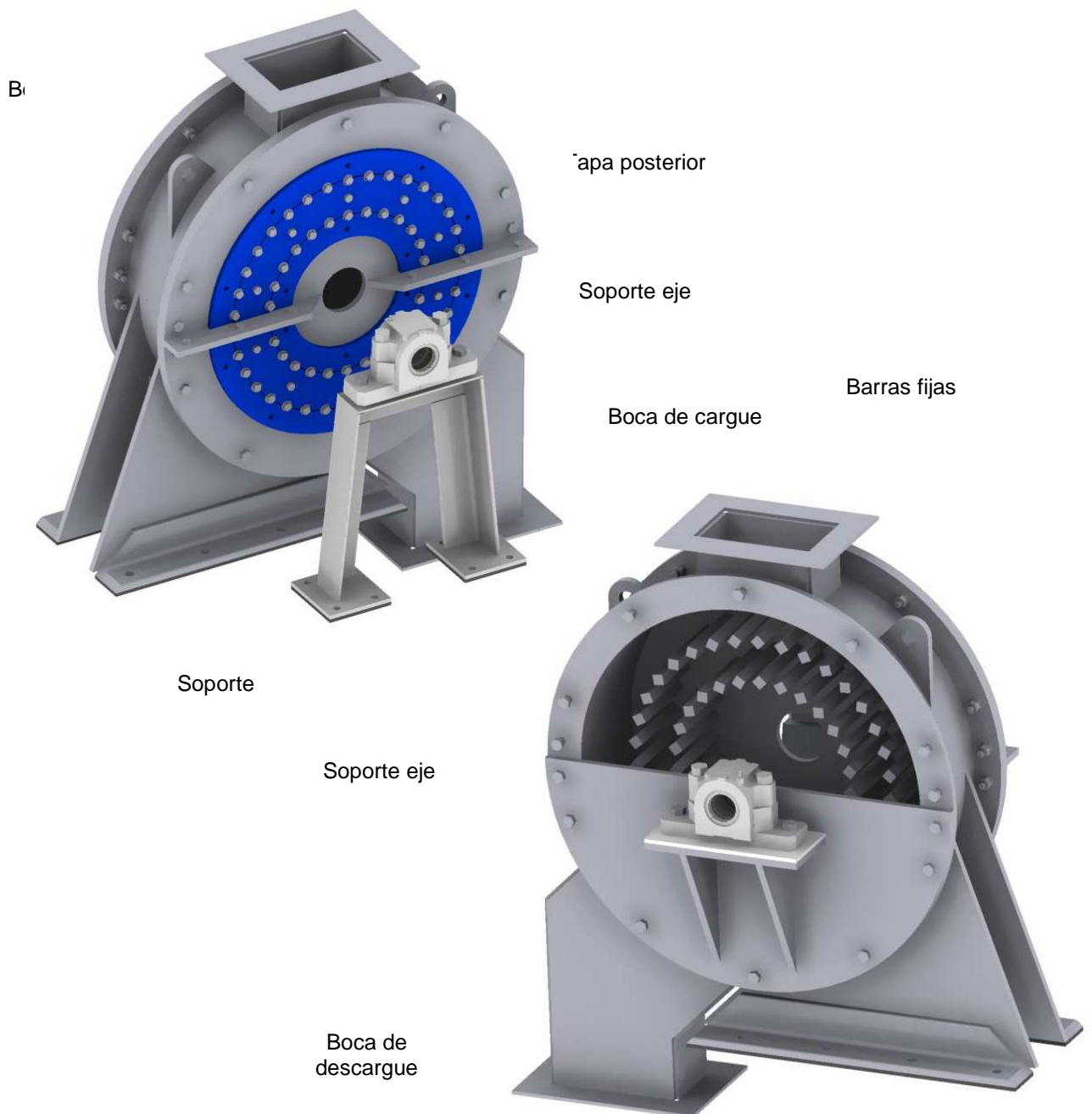
Fuente: El autor

3.2.4 Carcasa

Este conjunto presenta varias funciones, la primera es la de dar soporte a las chumaceras sobre las cuales gira el Rotor, también le da soporte a las barras fijas y es el cuerpo de la máquina, recibe las nueces de la tolva de admisión, y entrega la mezcla triturada una vez rota. El ensamble está compuesto por un cuerpo, una

tapa frontal, una tapa posterior, que sostiene las barras fijas, una placa rompedora, una boca de cargue, una boca de descargue y un soporte.

Figura 25. Descripción elementos carcasa



Fuente: El Autor

2.2.5 Guarda

Su función es proteger las partes móviles del equipo previniendo así algún accidente de tipo industrial.

3.3 EVALUACIÓN DE PARÁMETROS

Para el cálculo estructural del equipo lo primero que se halla son las cargas que lo afectan, su naturaleza, dimensión y sentido. También es necesario conocer las dimensiones geométricas de las diferentes partes que interactúan en el diseño, las cuales deben cumplir las necesidades del consumidor para tener un producto que sea atractivo y competitivo en el mercado.

Primero se dimensionarán las cargas a manejar que afectan los diferentes componentes, después se plantean las relaciones geométricas para las diferentes partes y subsistemas del rompedor finalmente con estas dos variables se llegará a unas dimensiones finales con las cuales se harán planos de fabricación y montaje.

3.3.1 Dimensionamiento de cargas

Una de las principales entradas para el diseño del equipo, es la fuerza necesaria para romper eficientemente la nuez; la nuez por ser un material orgánico, presenta unas características no isotrópicas y elásticas, aunque se han logrado definir rangos elásticos para deformaciones muy pequeñas.

Se han realizado varios estudios con el objetivo de encontrar la carga necesaria de rotura para las nueces, por diferentes métodos como la aplicación de carga

cuasi estática, usando la teoría de esfuerzos de contacto de Hertz⁴, la cual asume una carga uniaxial que actúa en el rango de elasticidad del producto. También se han hecho estudios a carga estática con máquinas de prueba universal⁵, en estos estudios se obtienen fuerzas y se comparan con otros procedimientos de rotura para validación, como lo son el dejar caer una masa o en un rompedor centrifugo. A continuación se muestran los resultados:

Tabla 4. Comparación de predicción y medida de fuerza requerida en rompedor de nuez

Espaciamento de malla o tamiz	Características físicas			Modelo de hertz	Fuerza, N		
	Promedio de masa g	Diámetro significativo geométrico	Área de contacto equivalente (Ac) m ²		Compresión axial	Impacto de peso muerto	Rompedor de nuez centrifuga
10	3,02	17,1	1,35	1612	918	1345	1396
14	5,16	20,4	1,64	1729	1794	1566	1825
20	10,41	25,8	2,1	1920	2898	1760	2592
25	12,88	27,7	2,27	1975	2250	1795	2883

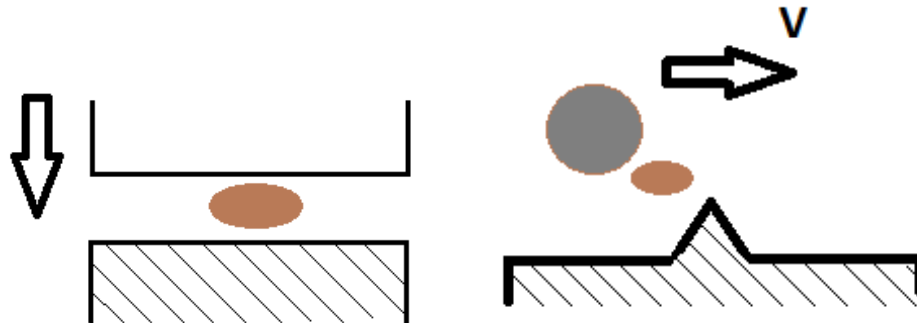
Fuente: Koja, O.A.; Faborobe, M.O., Mathematical Modelling of Palm Nut Cracking based on Hertz's Theory, 20505

Al revisar atentamente las condiciones de compresión uniaxial se encuentra que al utilizar estas cargas en equipos de molienda similares al que se va a diseñar daría un consumo de potencia exageradamente elevado. Unos valores típicos para los rompedores tipo ripple mill son velocidad de rotación de 1000 RPM y diámetro de paso de las barras de 350 mm con lo que el consumo de potencia por nuez estaría del orden de los 43 Kw de acuerdo a la fuerza mostrada en la tabla; este valor está muy por fuera de escala, ya que consumo para romper 3 ton/h es de 9 kW por lo que este tipo de teoría no aplica para este tipo de maquinaria.

⁴ Fuente: Koja, O.A.; Faborobe, M.O., Mathematical Modelling of Palm Nut Cracking based on Hertz's Theory, 2005

⁵ Fuente: Manuwa, S.A., Modeling Fracture and Cracking Resistance, 2007

Figura 26. Comparación entre compresión uniaxial e impacto



Fuente: El autor

Otro acercamiento que se ha hecho a la obtención de la fuerza para el rompimiento es por medio de la teoría de impacto⁶. Los autores hallan la energía mínima suficiente para lograr romper eficientemente la nuez, mediante un experimento en el cual se deja caer un peso de 500 g sobre las nueces.

La teoría del experimento parte de la conservación de la energía, se asume una carga W cayendo sobre la nuez desde cierta altura sin rebote alguno después del golpe. Al iniciarse la rotura de la nuez toda la energía cinética de la masa se transforma en energía elástica en la nuez. Así que:

$$W(h - d + \delta_{\max}) = \frac{1}{2} (S\delta_{\max})\delta_{\max} \quad \text{Ecuación 1}$$

En donde W es el peso del objeto en N, d es el diámetro de la nuez en m y δ_{\max} es la máxima deformación en m. que presenta la nuez cuando es sometida a una carga N y S en Nm^{-1} es la rigidez de las nueces. De la ecuación 1

⁶ Fuente: Koya, Olefemi Adebola, Palm Nut Cracking under Repeated Impact Load, 2006

$$h = \left(\frac{S\delta_{\max}}{2W} - 1 \right) \delta_{\max} + d \quad \text{Ecuación 2}$$

La curva de deformación fuerza ha sido presentada en reportes previos de donde se obtienen los valores de máxima deformación y de rigidez.

En el experimento también se propone que las nueces de manera análoga al acero presentan una fractura por fatiga, así que se propone en el texto que la relación entre el número de impactos y la altura es lineal.

Así que el valor de la altura respecto al número de ciclos n es:

$$h = \left(\frac{S\delta_{\max}}{2nW} - 1 \right) \delta_{\max} + d \quad \text{Ecuación 3}$$

Las nueces utilizadas por los autores fueron del tipo Dura y tuvieron una humedad de 13,4 %, y de acuerdo a los datos de⁷ Koja y Faborobe, el producto presenta una δ_{\max} de 3,2 mm al momento de la rotura y una rigidez S de 654 N mm^{-1}

En la verificación de la teoría se puede apreciar que los resultados difieren de la experimentación en alrededor de 40%, que es un valor alto pero prueba que en condiciones de impacto la teoría de deformación cuasi estática no es aplicable. También se puede concluir que el diámetro de la nuez es un parámetro que aunque está contemplado no afecta mucho el valor de la altura, aunque a simple vista se puede observar que si varía bastante en los experimentos, para una nuez de 14 mm la altura es de 35 cm y para una nuez de 20 mm la altura es de 45 cm, mientras que la altura teórica es prácticamente la misma

⁷ Fuente: Koja, O.A.; Faborobe, M.O., Mathematical Modelling of Palm Nut Cracking based on Hertz's Theory, 2005

Tabla 5. Comparación de la teórica con respecto a la experimental de nueces rotas bajo carga muerta

Propiedades físicas de las nueces			Numero de ciclos	Altura requerida de caída [cm]		
Diámetro de la nuez	Diámetro geométrico significativo	Promedio de masa (g)		Predicción teórica	Medida experimental	Desviación de la teórica con respecto a la experimental
14	20,4	5,16	1	70	35	50
			2	36	30	20
			3	24	20	20
			4	19	-	-
20	25,8	10,41	1	71	45	58
			2	36	40	10
			3	25	35	29
			4	20	25	20

Fuente: Fuente: Koya, Olefemi Adebola, Palm Nut Cracking under Repeated Impact Load, 2006

Tabla 6. Eficiencia de nuez rota y almendra rota bajo repetidos impactos de carga muerta

Numero de ciclos	Eficiencia de rotura (% peso muerto (cm))						Almendras rotas (% peso muerto (cm))					
	20	25	30	35	40	45	20	25	30	35	40	45
1	30	30	30	40	80	100	0	0	0	0	30	30
2	50	90	90	90	100	-	0	0	10	10	30	-
3	60	90	90	100	-	-	0	0	10	10	-	-
4	90	100	100	-	-	-	0	10	10	-	-	-

Fuente: Fuente: Koya, Olefemi Adebola, Palm Nut Cracking under Repeated Impact Load, 2006

El valor que se toma para conocer la energía necesaria para romper efectivamente una vez será 45 cm de altura para una nuez de 20 mm lo que da un valor de:

$$W(h - d + \delta_{max}) = 0,5 \times 9,81(0,45 - 0,02 + 0,0032) = 2,09 J \text{ Ecuación 4}$$

Este valor es un buen valor de diseño ya que la nuez del experimento es tipo Dura y la nuez es de gran tamaño.

A partir de este valor de energía por nuez y la cantidad de nueces por segundo a la capacidad de diseño se puede inferir cuánto es el consumo de potencia necesario para procesar el producto y a partir de la velocidad de giro y el radio de acción, se halla la fuerza aplicada en la rotura.

3.3.2 Dimensionamiento del rompedor

En esta sección se encontrarán las dimensiones generales de los componentes principales con el objetivo que cumplan la capacidad de proceso, el tipo de rompimiento y las necesidades para el mantenimiento.

Para tener un correcto dimensionamiento del tamaño del equipo, primero se necesita conocer como es la distribución del producto a manejar ya que de esta dependerán las dimensiones del mecanismo rompedor y de sus barras.

El tamaño de las nueces es proporcional al tamaño del fruto y a la edad del mismo un fruto joven de un cultivo de 5 años posee un tamaño entre 35 y 40 cms y un fruto maduro de 15 años tiene un tamaño de 45 a 60 cms. También depende del tipo de palma que sea: si es tipo Dura, el fruto tiene más nueces que mesocarpio; si es tipo *Tenera*, la nuez representa aproximadamente 15% del racimo mientras que el mesocarpio es 60%. Esta es la palma más cultivada ya que ofrece un balance para los procesos de extracción de aceite rojo y de aceite de palmiste y va a ser nuestro objeto de estudio.

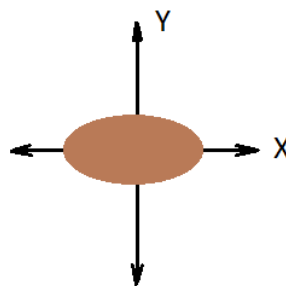
Figura 27. Diferentes tipos de fruto de palma



Fuente: O.K. Owolarafe *, M.T. Olabige, M.O. Faborode, Physical and mechanical properties of two varieties of fresh oil palm fruit, 2007

La nuez posee una forma alargada por lo que posee dos ejes para su medición

Figura 28. Descripción de los ejes



Fuente: El autor

Se toman las dos medidas y se promedia su valor y ese va a ser el diámetro medio (DM) sobre el cual se va a basar las dimensiones generales.

Se toma una muestra de nueces *Tenera* de un cultivo de 6 años de edad, se toma como referencia 1900 g aproximadamente, se clasifican de acuerdo a su diámetro medio desde 10,09 mm que es el tamaño de nuez más pequeña encontrada, hasta 22,83 mm que es el valor más grande, se divide en rangos de aproximadamente 1 mm, no se puede hacer en rangos fijos debido a las dimensiones de las nueces. Se cuentan las nueces que están en cada rango, se pesan y se halla la frecuencia relativa tanto en tamaño como en peso.

Tabla 7. Diámetro medio medidos de las nueces

<i>Rangos de diámetro (mm)</i>	<i>D.M (mm)</i>	<i>f_i</i>	<i>fr cant. Nueces</i>	<i>Peso intervalo (g)</i>	<i>fr peso</i>
10,09 -11,24	10,67	36	3,492	31,8	1,664
11,25 - 12,4	11,83	80	7,759	94,6	4,951
12,41 - 13,56	12,99	196	19,011	282,2	14,769
13,57 - 14,72	14,15	245	23,763	416,8	21,813
14,73 - 15,87	15,3	193	18,72	374,6	19,604
15,88 - 17,03	16,46	142	13,773	312	16,328
17,04 - 18,19	17,62	66	6,402	177	9,263
18,20 - 19,35	18,78	33	3,201	94	4,919
19,36 - 20,51	19,94	20	1,94	63,8	3,339
20,52 - 21,67	21,1	14	1,358	42,6	2,229
21,68 - 22,83	22,23	6	0,582	21,4	1,12
Total		1031	100	1910,8	100

Fuente: El autor

D.M : Diámetro medio del rango

f_i: Frecuencia absoluta

f_r : Frecuencia relativa

A partir de esta tabla se puede deducir un modelo que represente correctamente la distribución del tamaño de las nueces en porcentaje, con el objetivo de saber para muestras más grandes como es la distribución de las nueces.

Como se puede apreciar la distribución de las nueces es normal o gaussiana, así que con ayuda de Matlab los datos de porcentaje en peso se parametrizan de acuerdo a la siguiente función:

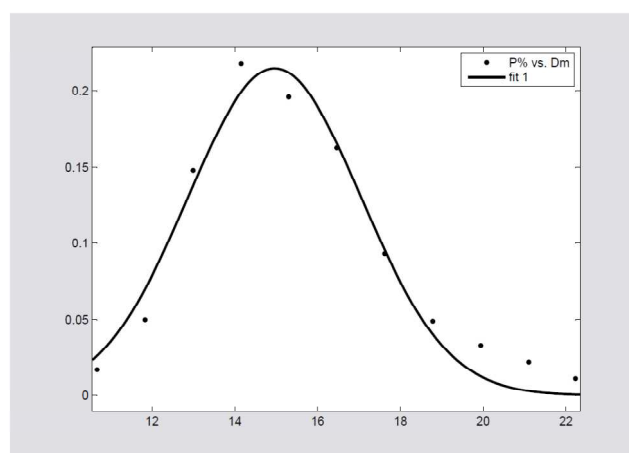
$$f_r \text{ peso} = a_1 \times e^{-\left(\frac{DM-b_1}{c_1}\right)^2} \text{ Ecuación 4}$$

Al ingresar los datos de la tabla anterior al modulo de ajustes de Matlab se encuentran los siguientes resultados:

$$a_1 = 22,7 ; b_a = 14,42 ; c_1 = 2,787$$

Con un coeficiente de correlación $R^2 = 0,977$, valor que indica que la curva se ajusta de una manera satisfactoria a los datos.

Figura 29. Distribución normal de las nueces



Fuente: El Autor

Después de haber parametrizado y tener una relación matemática entre el DM y el porcentaje de peso se toman como puntos representativos los valores de DM de las mediciones y se obtiene la frecuencia relativa para cada diámetro medio.

La capacidad de diseño de 1500 kg/h se cambia a 3000 kg/h por razones constructivas (estas serán explicadas a lo largo del capítulo) y por razones comerciales, como el rompedor entra a competir en el mercado local y la maquinaria existente ya instalada tiene una capacidad de 3000 kg/h, el prototipo a diseñar debe tener una capacidad equivalente para poder penetrar mercados. Además el prototipo se piensa utilizar en plantaciones de 45 ton/h lo que da aproximadamente 6 Ton/h de nuez y se planean colocar 2 unidades para el proceso.

Como se sabe cuántas nueces hay por rango y el peso promedio, al dividir estos valores se tiene el peso promedio por nuez para cada tamaño y en conjunto con el porcentaje en peso de cada rango, se puede conocer cuántas nueces hay para cada diámetro y en total cuantas nueces se procesan.

Tabla 8. Relación de flujo de nueces vs diámetro

Capacidad	3000	kg/h					
Clases	P.M.	f _i	PESO INTERVALO	PESO POR NUEZ	Fr (%)	Kg/Hr	Nueces/min
	X _i						
10,09 - 11,24	10,67	36	31,8	0,9	0,02	50	942
11,25 - 12,4	11,83	80	94,6	1,2	0,05	149	2093
12,41 - 13,56	12,99	196	282,2	1,4	0,15	443	5129
13,57 - 14,72	14,15	245	416,8	1,7	0,22	654	6411
14,73 - 15,87	15,3	193	374,6	1,9	0,2	588	5050
15,88 - 17,03	16,46	142	312	2,2	0,16	490	3716
17,04 - 18,19	17,62	66	177	2,7	0,09	278	1727
18,20 - 19,35	18,78	33	94	2,8	0,05	148	864
19,36 - 20,51	19,94	20	63,8	3,2	0,03	100	523
20,52 - 21,67	21,1	14	42,6	3	0,02	67	366
21,68 - 22,83	22,23	6	21,4	3,6	0,01	34	157
Total		1031	1911		100	3000	26978

Fuente: El autor

A partir de este valor de nueces por unidad de tiempo podemos hallar cuál es el valor de potencia necesario para romper las nueces.

$$\text{energía por nuez (J)} \times \text{nueces por segundo (s}^{-1}\text{)} = \text{potencia de rotura (W)} \quad \text{Ecuación 5}$$

Lo que da un consumo teórico de 940 W para el rompimiento, para validar este valor se miden valores de rompedores tipo ripple mill operando en sitio.

Se toman mediciones en Palmaceites S.A, que es una extractora de aceite de palma de capacidad instalada de 20 ton/h ubicada en la región norte del país en el kilometro 2 vía Aracataca - Santa Marta en el Magdalena. En las instalaciones se tienen 4 rompedores Ripple Mill, calibrados para romper de 5 a 10 mm, 11 a 14

mm, 15 a 20 mm y de 20 a 24 mm , se midió la potencia consumida por los rompedores en vacío y en proceso, la conexión de los motores es trifásica y el voltaje de la instalación industrial es a 440 V así que se hallan los valores de potencia mediante la ecuación:

$$P = \left(\frac{i \times V \times \sqrt{3} \times \cos \phi}{1000} \right) \text{ Ecuación 6}$$

Donde i es el valor de la corriente medida en amperios, V es el voltaje de la instalación en volts, $\cos \phi$ es el factor de potencia (0,85) y P es la potencia en kW consumida.

Los valores encontrados se presentan a continuación.

Tabla 9. Consumos de rompedores en sitio

	Rango de diámetro mm	Consumo Vacío (Amp)	Consumo en proceso (Amp)	Potencia en vacío KW	Potencia de trabajo KW	Potencia Útil KW	Nueces/min	Energía por nuez (J)
Rompedor #1	5 a 11	8,4	8,6	5,12	5,24	0,12	2023	3,615
Rompedor #2	12 a 15	9,2	9,6	5,61	5,85	0,24	7693	1,902
Rompedor #3	16 a 18	8,4	9	5,12	5,49	0,37	6995	3,138
Rompedor #4	19 a 24	9,2	9,6	5,61	5,85	0,24	1273	11,49

Fuente: El autor

Como se puede apreciar la energía por nuez necesaria es mayor a la teórica, aunque solo los datos del rompedor #2 se ajustan a la teoría y los datos del rompedor #4 están muy por fuera del rango se consideran que estos valores en promedio pueden dar una buena idea de la energía para la rotura y que el rompedor procesa nueces de diferentes tamaños y la cantidad de nueces esperadas en el rango del rompedor #4 es muy baja. Así se ajusta la carga por nuez a 4,75 J que es el valor promedio de las mediciones, con lo que de acuerdo a la ecuación 5 se tiene una potencia de rotura de 2135 W.

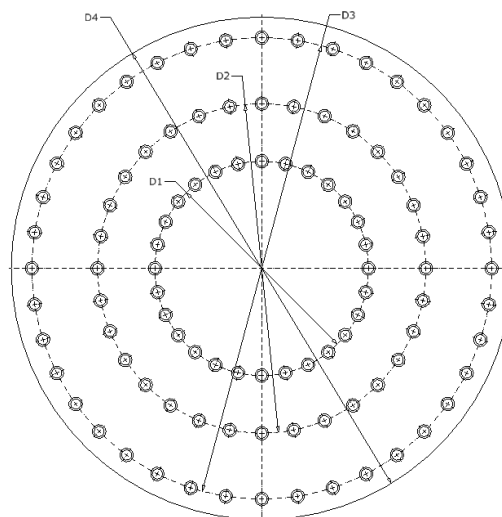
Al conocer este dato se procede a seleccionar la velocidad de giro del rotor, para con ese valor poder hallar la fuerza de rompimiento; los equipo rompedores que presentan rotores similares tienen un rango de velocidades entre 1000 y 1400 RPM, se toman como valores representativos, 1000, 1200 y 1400 RPM para el giro del rotor y se evalúan las diferentes dimensiones tanto como el largo de la barra como del diámetro del plato móvil para los diferentes giros.

3.3.2.1 Plato móvil

El primer elemento a dimensionar es el plato móvil, este elemento va a dar soporte a las barras móviles y debe de estar adecuado para romper nueces de diferentes tamaños.

Lo primero es decidir cómo va a ser la ubicación de las barras sobre el plato, se plantea una distribución de la siguiente manera:

Figura 30. Dimensiones generales plato móvil



Fuente: El autor

Esta distribución está regida a la manera en que se rompen las nueces dentro del rotor la fila interior romperá nueces pequeñas la segunda fila por el lado interior romperá nueces pequeñas y por el exterior medianas y la tercera fila solo romperá por el lado interior nueces medianas, no se considera necesario colocar una hilera mas de barras fijas para romper las nueces grandes ya que estas solo representan 7% de las nueces al ser este valor tan bajo, se proyecta la rotura de estas nueces sobre una placa en la esquina inferior del cuerpo.

Figura 31. Ubicación e isométrico placa rompedora



el autor

Si de parte de la velocidad lineal se pueden obtener los diferentes $D1$ para cada velocidad de giro propuesta, en donde:

$$D1_{RPM} = \frac{16,5 \times 2}{RPM \times \frac{\pi}{30}} \text{ Ecuación 7}$$

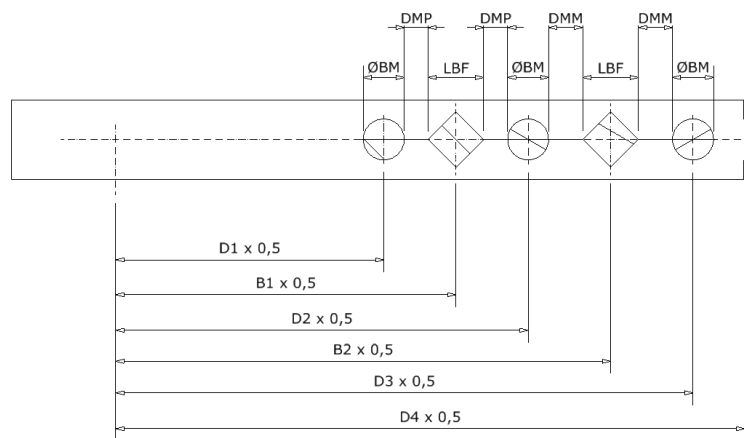
Donde $D1_{RPM}$ es el diámetro correspondiente a cada velocidad de rotación en m, por lo que tenemos que:

$$D1_{1000} = 0,315; D1_{1200} = 0,262; D1_{1400} = 0,225$$

Este diámetro va a ser la base para la construcción del plato, la ubicación de las siguientes barras depende de una construcción geométrica entre el diámetro de las barras fijas y móviles y el tamaño de las nueces.

El rompimiento de las nueces se da por la diferencia de dimensiones entre el tamaño de la nuez y el espacio que hay entre las barras fijas (cuadradas) y móviles (Redondas).

Figura 32. Medidas barras fijas y móviles



Fuente: El autor

De la figura:

$\varnothing BM$ = Diámetro de la barra móvil

DMP = Diámetro mínimo del rango pequeño

LBF = Largo barra fija

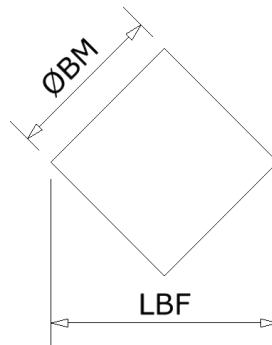
DMM = Diámetro mínimo del rango mediano

Como se puede ver en la figura 32 los espacios DMP corresponderían al diámetro más pequeño del rango de nueces pequeñas (8 mm) y la dimensión DMM sería el diámetro más pequeño del rango de nueces medianas (14mm).

Las barras redondas se mantienen con la misma dimensión en todas las hileras a pesar de que la mayor carga sea a causa de la fuerza centrífuga que es proporcional al radio, esto se debe a que es mejor tener un solo tipo de barra desde el punto de vista del mantenimiento y volúmenes de inventario.

Las barras fijas se toman como cuadradas de acuerdo a experiencias previas del fabricante, ya que el filo de la barra ayuda al rompimiento de la nuez, y al girar las barras fijas se tienen nuevos filos para el rompimiento, aumentando de esta manera la vida útil de la pieza. Su dimensión nominal se toma igual que las barras móviles para tener una buena rigidez al momento del rompimiento, así que se tiene que :

Figura 33. Detalle sección barra fija



Fuente: El autor

$$LBF = \sqrt{2\phi BM^2} \text{ Ecuación 8}$$

A partir de las relaciones anteriores se puede concluir que:

$$D_3 = 4 \left(\phi BM + \sqrt{2\phi BM^2} + DMM + DMP \right) + D_1 \text{ Ecuación 9}$$

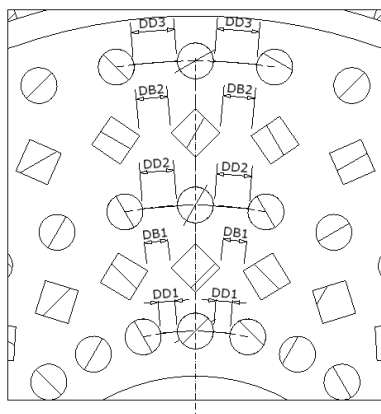
$$D_2 = 2 \left(\phi BM + \sqrt{2\phi BM^2} \right) + 4DMP + D_1 \text{ Ecuación 10}$$

La dimensión D_4 se obtiene a partir de D_3 y se deja un espacio de $2 \phi BM$ para evitar desgarrar, así que

$$D_4 = D_3 + 2 \times \phi BM \text{ Ecuación 11}$$

La siguiente medida a definir es el paso entre las hileras del plato, la separación entre las barra fijas y las barras móviles debe ser suficiente para dejar pasar las nueces que se desean romper en la zona designada, así que las barras ubicadas en D_3 deben dejar pasar las nueces medianas y dejar las nueces grandes en la periferia, las barras del D_2 deben dejar pasar al nueces pequeñas pero no las medianas y las barras del D_1 no deben dejar pasar nueces hacia adentro ya que no hay mas barras internas, siendo DD_3 , DD_2 y DD_1 las distancias perimetrales para los diámetros correspondientes, los valores serían de 17 mm, 13 mm y 9 mm respectivamente.

Figura 34. Ubicación radial barras móviles y fijas



Fuente: El autor

Estas distancias están sujetas al diámetro de las barras y la distribución de las mismas, ya que el diámetro es un valor previamente seleccionado y las barras deben quedar repartidas de la manera más balanceada posible debido a que una mala distribución ocasionaría un desbalance muy grande que haría casi imposible la operación de la máquina.

El espesor de la placa móvil se denomina EPM y será hallado de acuerdo a las cargas aplicadas.

3.3.2.2 Barra móvil

Para hallar el largo de la barra lo primero que se hace hacer es dividir en rangos de tamaños la distribución normal de las nueces, se propone que las nueces pequeñas estén entre 10 y 13 mm, las medianas entre 14 y 18 mm y las grandes van de 19 a 24 mm.

La barra debe tener una longitud en la cual las nueces que se procesen quepan adecuadamente, se asume que en una revolución se rompe una barra llena de nueces.

Teniendo los rangos divididos se encuentra cuál debe ser la longitud de la barra para cada rango y se toma el mayor, para hallar este valor se utiliza la siguiente fórmula:

$$L_r = \frac{\sum nm_r \times DM_{mr}}{RPM \times n f_r} \text{ Ecuación 12}$$

En donde L_r es el largo de la barra en cada rango en mm, nm_r son las nueces a procesar por minuto en el rango en min^{-1} , RPM es la velocidad de rotación en min^{-1} DM_{mr} es el diámetro mayor del rango y $n f_r$ es el número de filas rompedoras que hay por rango, para pequeñas y grandes el valor es de 1 y para las medianas es de 2, como se podrá ver cuando se desarrolle el dimensionamiento del plato . A continuación se presenta la tabla con los largos para las diferentes velocidades de operación posibles.

Tabla 10. Longitud de las barras por revoluciones y tamaño

		Capacidad kg/h	3000		
		Velocidad RPM	1400	1200	1000
DM (mm)	Nueces/min	Longitud (mm)	Longitud (mm)	Longitud (mm)	
10,67	942	76	88	106	Pequeñas
11,83	2093				
12,99	5129				
14,15	6411	106	124	149	Medianas
15,3	5050				
16,46	3716				
17,62	1727				
18,78	864	29	34	40	Grandes
19,94	523				
21,1	366				
21,1	157				

Fuente: El autor

A partir de la tabla se obtienen los valores de la longitud de la barra para las diferentes posibles velocidades.

Las barras móviles deben tener una velocidad lineal adecuada para romper correctamente las nueces, de experiencias en equipos previos se tiene que esta velocidad es de aproximadamente 16,5 m/s, si es menor la nuez no se rompe bien.

Al fijar la velocidad lineal en la barras y al tener la potencia podemos inferir el valor de fuerza de rotura de acuerdo a

$$F_r = \frac{W}{V} \text{ Ecuación 13}$$

Donde F va a ser la fuerza de rotura en N y V es la velocidad lineal de la barras en m/s, así que $F_r = 129,4 \text{ N}$

El diámetro de las barras móviles ϕ_{BM} será una función de la carga de rotura sobre las barras F y la fuerza centrífuga debido al giro del rotor. Esta fuerza será mayor en la barra más lejana al centro del rompedor así que es preciso hallar las dimensiones del plato móvil.

A partir de estas dimensiones y asumiendo un ϕ_{BM} nominal de 3/4" tendríamos que las dimensiones para las diferentes velocidades serían:

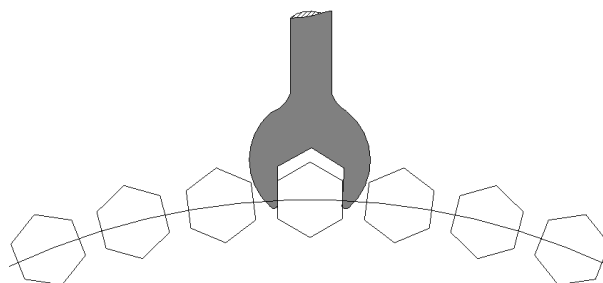
Tabla 11. Dimensiones principales del plato vs revoluciones

Velocidad	1400	1200	1000	RPM
ØBM	0,019	0,019	0,019	m
L_r	0,106	0,124	0,149	m
D1	0,225	0,263	0,315	m
D2	0,385	0,423	0,475	m
D3	0,525	0,563	0,615	m
D4	0,554	0,591	0,644	m

Fuente: El autor

Como se puede observar la que presenta el ensamble más pequeño es la velocidad de 1400 RPM, pero $D1_{1400}$, es muy pequeño para que se puedan ensamblar las barras de la primera fila, no habría lugar suficiente para meter la llave y ensamblar las piezas.

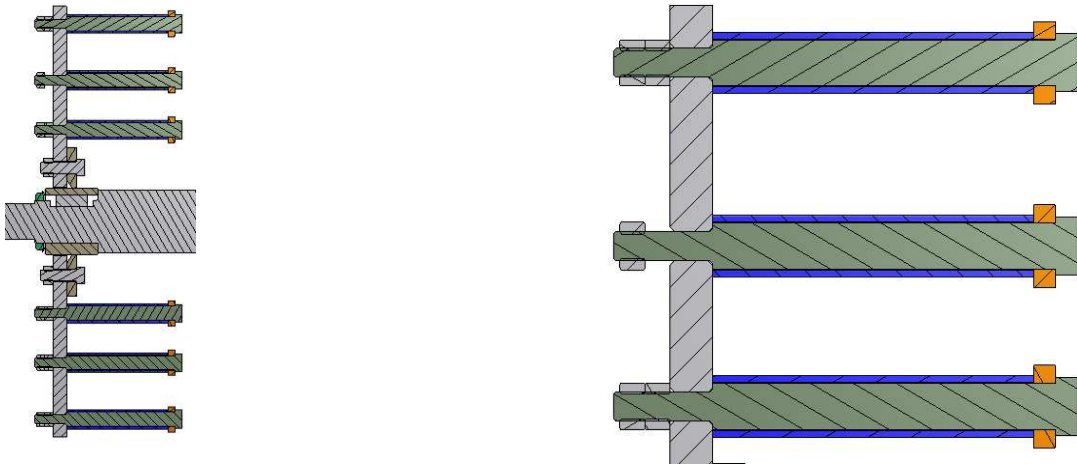
Figura 35. imposibilidad de ensamble para 1400 RPM



Fuente: El autor

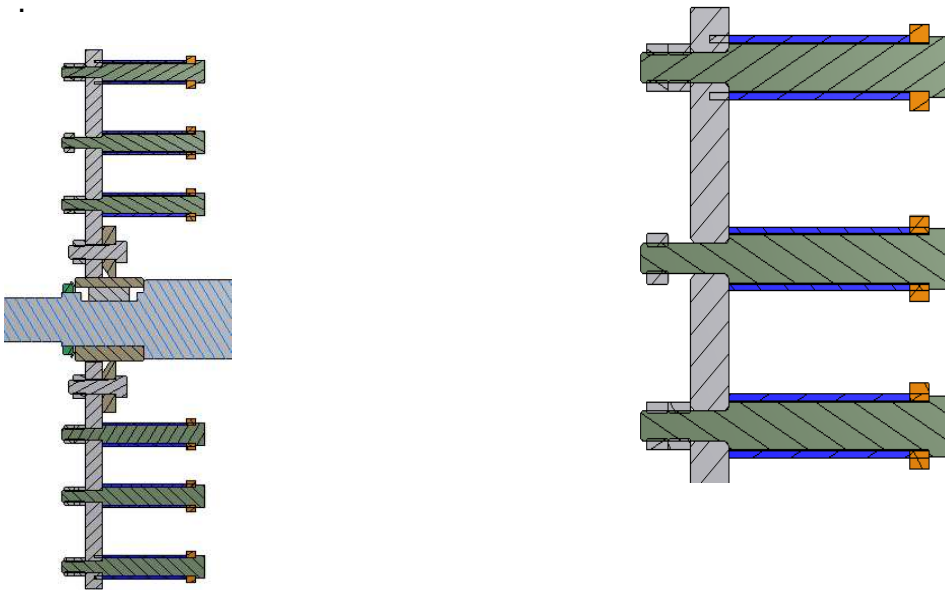
También la máquina quedaría desproporcionada en sus dimensiones ya que la barra quedaría mucho más corta que el alto total de la máquina y se tendría un consumo energético mayor debido a las altas revoluciones.

Figura 36. Montaje versión barras largas



Fuente: El autor

Figura 37. Montaje versión barras cortas



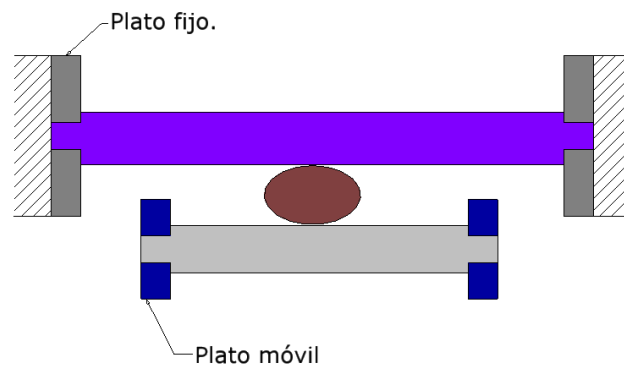
Fuente: El autor

Respecto a la velocidad de 1000 RPM se obtienen dimensiones mayores en comparación con la versión de 1200 RPM para una misma capacidad y como uno

de los objetivos es buscar un peso bajo del equipo se opta por elegir una velocidad de rotación de 1200 RPM.

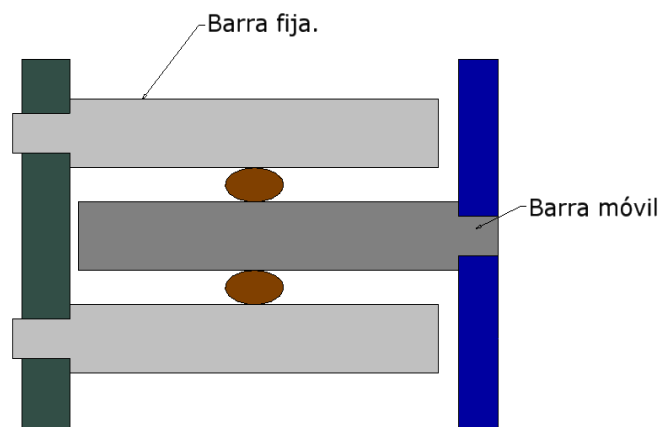
Para continuar con el proceso se debe definir el montaje de la barra móvil para conocer sus puntos de apoyo, de acuerdo al arreglo mostrado en la figura (insetar numero) , las barras fijas están intercaladas con las barras móviles lo que impide que las barras móviles sean apoyadas en dos puntos.

Figura 38. Ensamble tradicional



Fuente: El autor

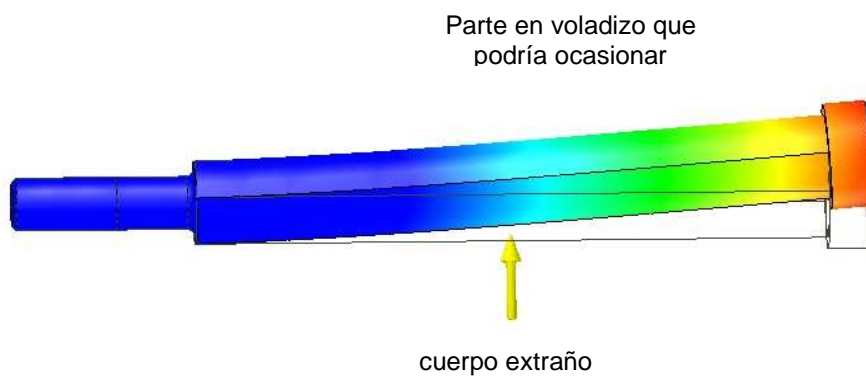
Figura 39. Montaje final



Fuente: El autor

Por lo que el apoyo debe ser en voladizo, como se muestra en la figura, este tipo de apoyo no es muy recomendable debido a que la pieza al no estar sujeta de ambos lados en caso de alguna fractura, ocasionada por un mal mantenimiento o por algún cuerpo extraño, la pieza saldría sin control ocasionando daños graves al equipo y a equipos que se encuentren aguas abajo.

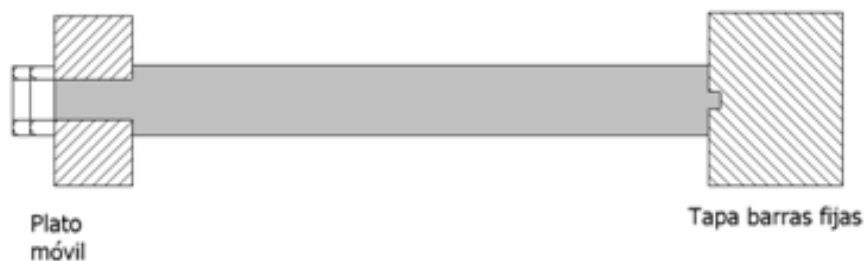
Figura 40. Barra móvil deformada



Fuente: El autor

Para remediar esto, se pensó instalar unas guías ranuradas, en la tapa de las barras fijas, como se muestra en la figura,

Figura 41. Opción guías ranuradas



Fuente. El autor

Pero por incrementos en mano de obra, debido a la fabricación de las ranuras y también al desgaste que sufrirían las barras y la tapa al estar girando constantemente, esta idea no se llevó a cabo; en su lugar se instalaron unos aros protectores, que unen radialmente las barras. Como se muestra en la figura, el aro protector evita que en caso de una fractura, la barra quede suelta, además debido a su rigidez brinda soporte a las puntas libres de las barras mejorando así su apoyo.

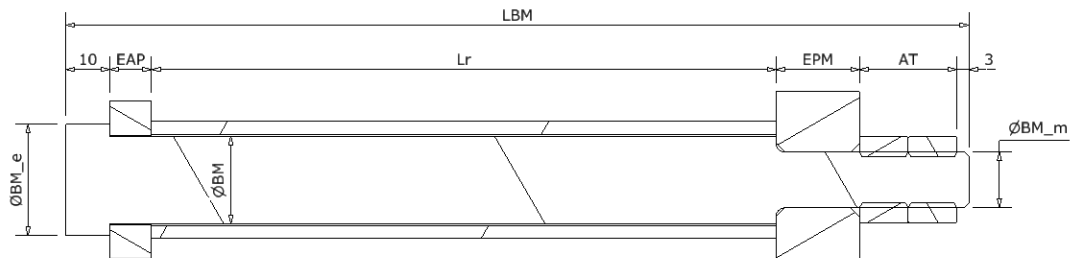
Figura 42. Aro protector



Fuente: El autor

Para la instalación sobre la barra móvil se debe brindar un hombro, y para evitar que los aros protectores queden sueltos, se instala un buje sujetador el cual sirve de tope para el aro protector y de camisa de desgaste para las barras móviles. La sujeción de la barra móvil se hace por medio de un par de tuercas, las cuales afianzan la barra al plato móvil. Se decidió este tipo de fijación ya que, por su velocidad de giro y la carga de impacto, una sola tuerca se tendería a soltar, pero al instalar las dos este problema queda resuelto, además de ser económicamente viable. Por lo que el montaje de la barra queda de la siguiente manera:

Figura 43. Dimensiones principales barra móvil



Fuente: El Autor

Donde:

LBM: Es el largo total de la barra móvil

EAP: Es el espesor del aro protector

Lr: Largo de diseño barra móvil

AT: Es el ancho de las tuercas

$\varnothing BM_m$: Es el diámetro menor barra móvil

$\varnothing BM_e$: Es el diámetro exterior barra móvil

Se deja una medida de 3 milímetros en la parte en donde van las tuercas y 10 mm en el hombro del asegurador con el objetivo de tener espacio suficiente en la instalación.

El diámetro exterior viene dado por:

$$\varnothing BM_e = \varnothing BM + 0,25" \text{ Ecuación 14}$$

El diámetro exterior se debe normalizar a una medida comercial para evitar mecanizados innecesarios.

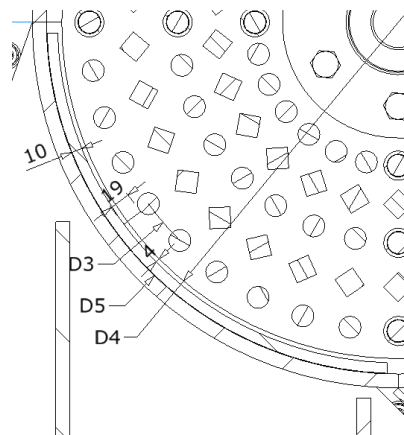
3.3.2.3 Carcasa

Radialmente se debe dejar un espacio entre las barras de la tercera fila y la placa rompedora tal que quede un espacio adecuado para el rompimiento de nueces grandes. Se designa este valor en 19 además hay que tener en cuenta que entre D4 y la placa rompedora deben haber mínimo 4 mm.

El espesor de esta placa se designa en 10 mm, para tener una buena resistencia al desgaste y a las fuerzas generadas por el rompimiento de las nueces; así que el diámetro interior de la carcasa queda de acuerdo a la siguiente expresión.

$$D_5 = D_3 + \phi BM + 2(19 + 10) \text{ Ecuación 15}$$

Figura 44. Detalle dimensional carcasa

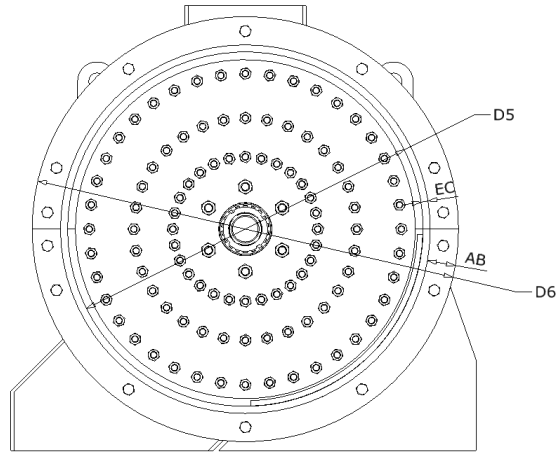


Fuente: El autor

A partir de este diámetro se le suma en espesor del cuerpo (EC) y el ancho de la brida (AB) para obtener el diámetro exterior de la carcasa (D6) así que:

$$D_6 = D_5 + 2(AB + EC) \text{ Ecuación 16}$$

Figura 45. Detalle diámetros exteriores carcasa

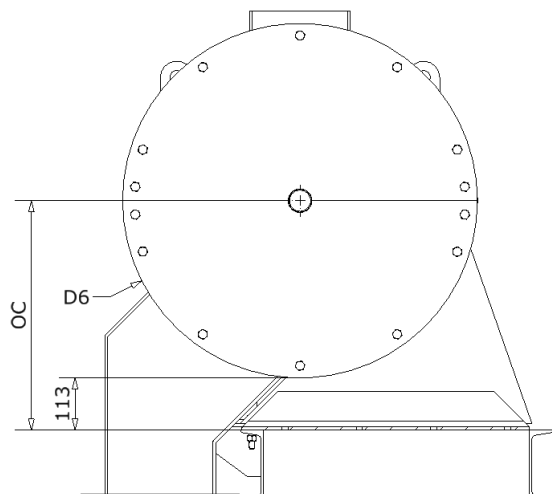


Fuente: El Autor

La altura del piso al centro (OC) deber ser tal que permita un espacio suficiente para el correcto ensamble de las tapas, se toma la medida D6 y se le adiciona un espacio de (mm) para la maniobra de la llave. Así que la expresión queda:

$$OC = D_6/2 + 113 \text{ Ecuación 17}$$

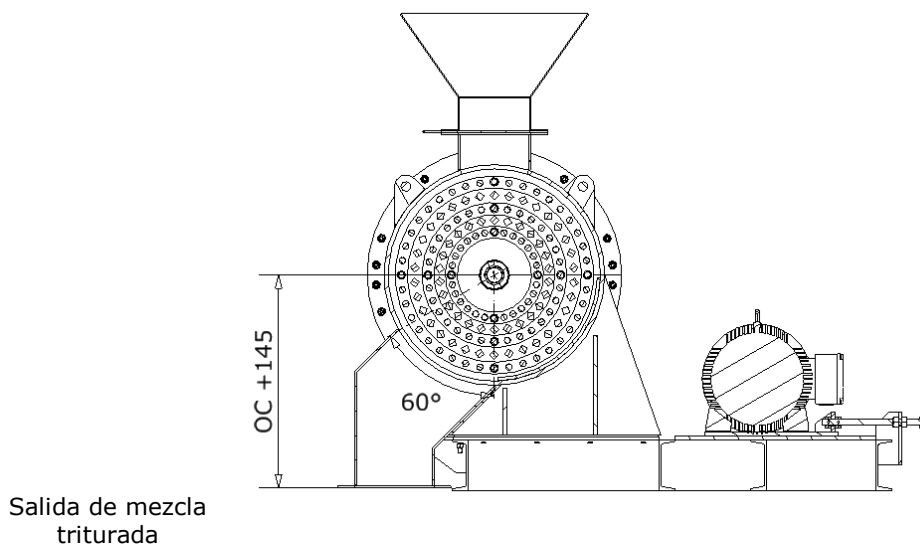
Figura 46. Dimensiones al centro carcasa



Fuente: El Autor

La boca de carga se coloca alineada en el centro del rotor en la parte superior, se elige esta ubicación por comodidad para el cargue. Mientras que la boca de salida se ubica en la parte inferior izquierda para que la placa rompedora trabaje en su totalidad.

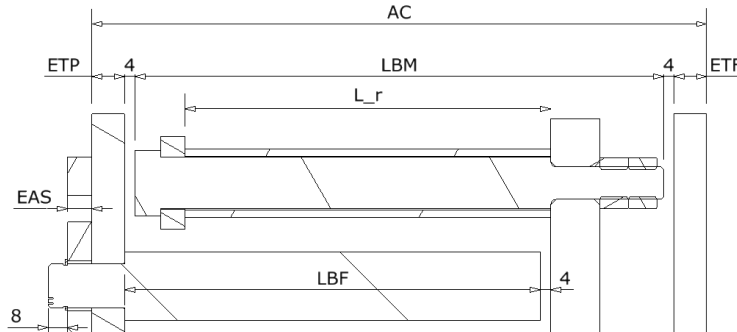
Figura 47. Dimensiones ducto de descargue carcasa



Fuente: El autor

Las medidas generales de la carcasa parten de las dimensiones exteriores del conjunto conformado por las barras móviles y el plato, se deja un espacio de 4mm entre la cara de la tapa frontal y la barra fija respecto al largo de la barra móvil (LCM). Así que el ancho de la carcasa (AC) sería:

Figura 48. Dimensiones conjunto carcasa



Fuente: El autor

$$AC = LBM + 8 + ETF + ETP \text{ Ecuación 18}$$

Donde:

ETF= espesor Tapa Frontal

ETP= espesor Tapa Posterior

A partir de la figura anterior y de la número 43 se tiene que:

$$LBF = L_r + 10 + EAP \text{ Ecuación 19}$$

De la figura número 32 obtenemos las relaciones para la ubicación de las barras fijas.

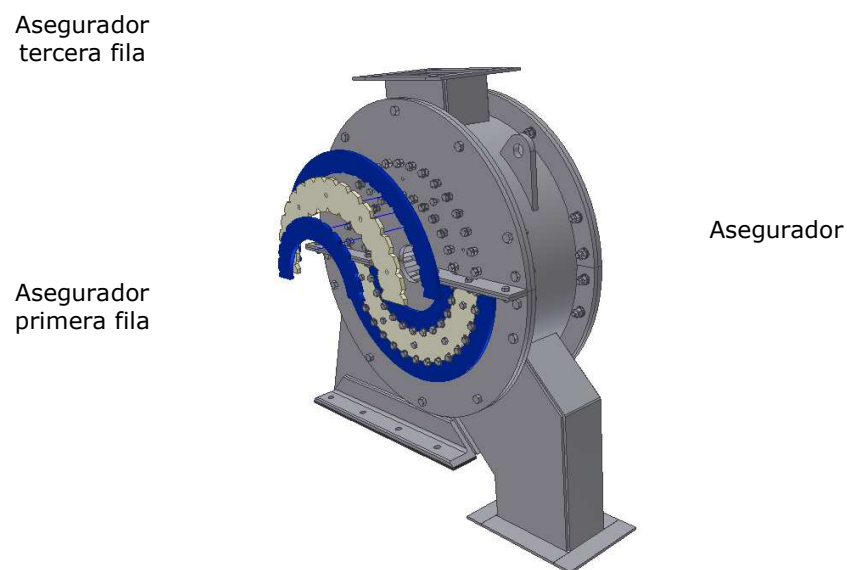
$$B1 = D1 + 2DMP + \phi BM + \sqrt{2\phi BM^2} \text{ Ecuación 20}$$

$$B2 = D1 + 2DMM + 4DMP + 3(\phi BM + \sqrt{2\phi BM^2}) \text{ Ecuación 21}$$

Radialmente la barras fijas deben permitir el paso para la siguiente hilera de rompimiento, la hilera B2 debe dejar pasar las nueces medianas del rango y la hilera B1 debe dejar pasar las pequeñas, así que los valores de DB2 y DB1 quedan en 17 y 13 milímetros respectivamente.

El montaje de las barras fijas es en voladizo, se parte de una sección cuadrada nominal y en el punto de sujeción en la tapa posterior se cambia a una forma circular con el objetivo de facilitar la fabricación de la tapa posterior, para mantener las barras fijas en su ubicación y evitar que se giren durante el funcionamiento de la máquina se coloca un asegurador fabricado en tres piezas.

Figura 49. Explosión aseguradores carcasa

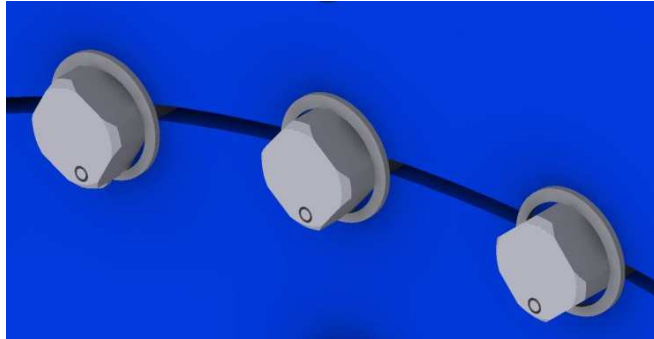


Fuente: El autor

En esta sección la barra queda de nuevo con cuadrante para poder ubicar correctamente las barras y además para girarlas 90 grados cuando se presenten desgastes excesivos, como solo trabajan los filos superior e inferior, al hacer este cambio de posición se puede prolongar la vida útil de la parte.

Para evitar que las barras fijas salgan hacia adentro del rompedor y causen daños, se coloca una chaveta circular para dar fijación axial a la barra.

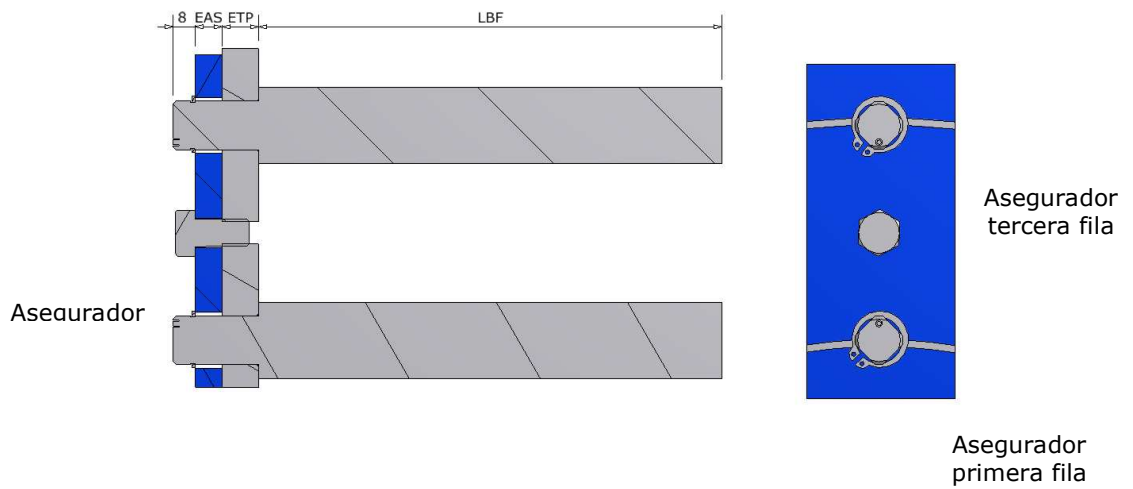
Figura 50. Detalle fijación axial barra fijas



Fuente: El autor

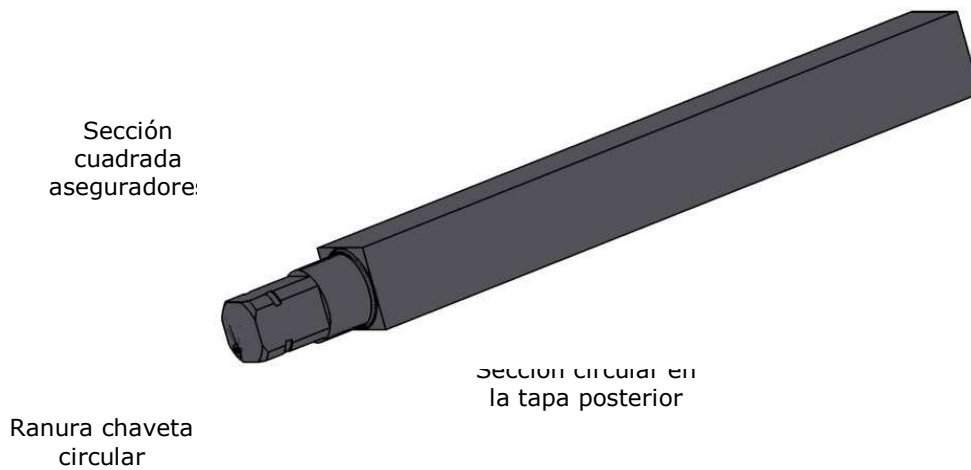
El montaje de la barra fija quedaría de la siguiente manera:

Figura 51. Detalle ensamble final



Fuente: El autor

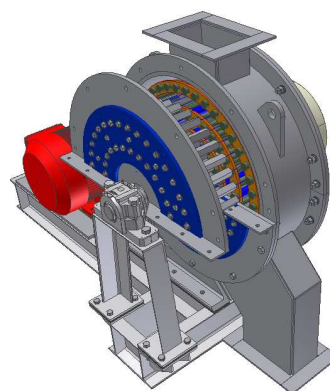
Figura 52. Isométrico barra fija



Fuente: El autor

La tapa posterior que da soporte a las barras fijas debe ir bipartida con el objetivo de poder realizar mantenimiento a estas barras sin necesidad de desmontar la transmisión, por lo que el número de las barras fijas debe ser múltiplo de dos pero no de 4 para evitar que barras fijas queden ubicadas en la partición.

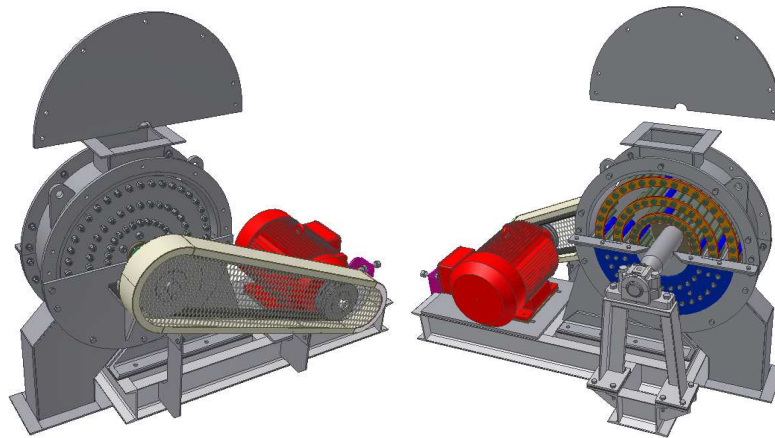
Figura 53. Desensamble barras fijas carcasa



Fuente: El autor

De la misma manera la tapa frontal debe ser bipartida para tener acceso a las barras móviles

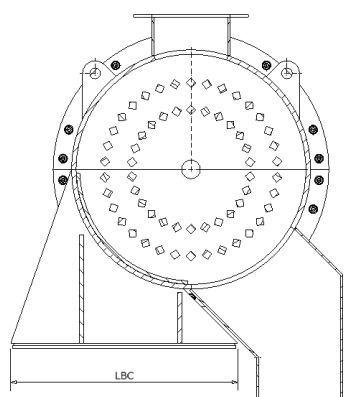
Figura 54. Desensamble tapa frontal y posterior



Fuente: El autor

El soporte de la carcasa se plantea para equilibrar el centro de gravedad del conjunto debido a que el ducto de salida lo desequilibra la medida LBC (largo base carcasa) debe ser tan larga como sea necesaria para lograr centrar de nuevo el centro de gravedad.

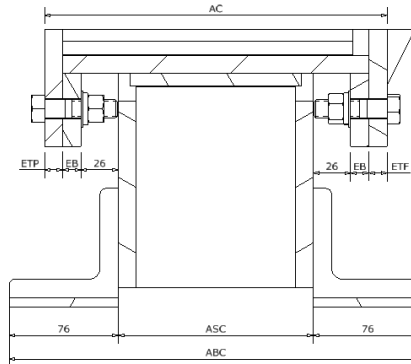
Figura 55. Base soporte carcasa



Fuente: El autor

El ancho viene dado por la siguiente relación:

Figura 56. Ancho soporte carcasa



Fuente: El autor

$$ABC = AC - 2EB - ETP - ETF + 100 \text{ Ecuación 22}$$

$$ASC = AC - 2EB - ETP - ETF - 52 \text{ Ecuación 23}$$

Donde:

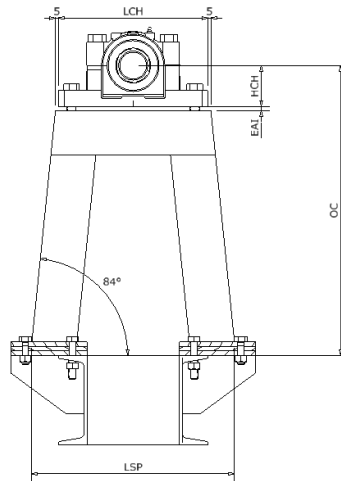
ABC = Es el ancho de base de la carcasa

EB = Es el espesor de la brida

ASC= Es el ancho soporte carcasa

El soporte de la chumacera por la parte posterior aunque esté suelto se analiza en conjunto con la carcasa; para este elemento se selecciona ángulo de 3" el cual debe brindar al suficiente rigidez a al chumacera; este soporte debe cumplir con al siguiente geometría

Figura 57. Soporte posterior carcasa



Fuente: El autor

Donde:

LCH= Largo chumacera

HCH= Altura al centro de al chumacera

EAI = Espesor aislante

LSP= Largo soporte posterior

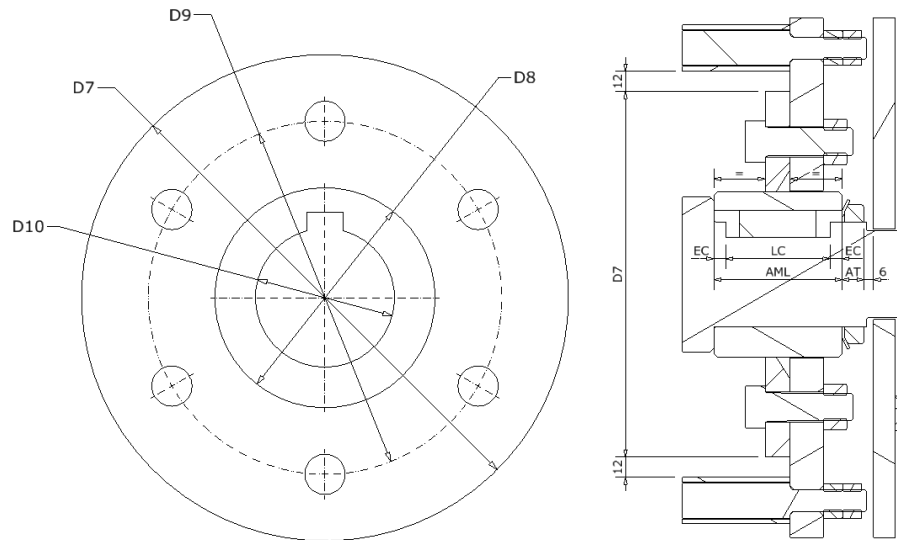
$$LSP = 2((OC - HCH - EAI) \times \text{seno}(6)) + 10 + LCH \text{ Ecuación 24}$$

3.3.2.4 Manzana lateral

Para dar una correcta sujeción al plato móvil se opta por usar una manzana de fijación la cual se une a la placa móvil por medio de pernos, los cuales transmiten el torque hacia la placa que recibe del eje.

La transmisión de torque a la manzana se hace por medio de una cuña plana.

Figura 58. Dimensiones principales manzana lateral



Fuente: El autor

El diámetro exterior de la pieza debe ser tal que permita un fácil ensamble se plantea que esta medida está dada por :

$$D7 = D1 - \varnothing BM - 24 \text{ Ecuación 25}$$

La medida D8 está establecida de acuerdo a la materia prima disponible de barra perforada, mientras que la medida D10 está gobernada por el diseño del eje.

El diámetro de pernos D9 debe estar en la mitad del plato así que:

$$D9 = \frac{(D8+D7)}{2} \text{ Ecuación 26}$$

Este ancho debe cumplir con dos condiciones: la primera es que la suma el ancho total (AML) y el ancho de la tuerca con la arandela (AT) deben dejar como mínimo

un espacio de 6 mm respecto de la carcasa. La segunda que se debe dejar un espacio de 5 mm a cada lado del cuñero para tener un buen montaje así que:

$$AML = Lc + 14 \text{ Ecuación 27}$$

3.3.2.5 Eje

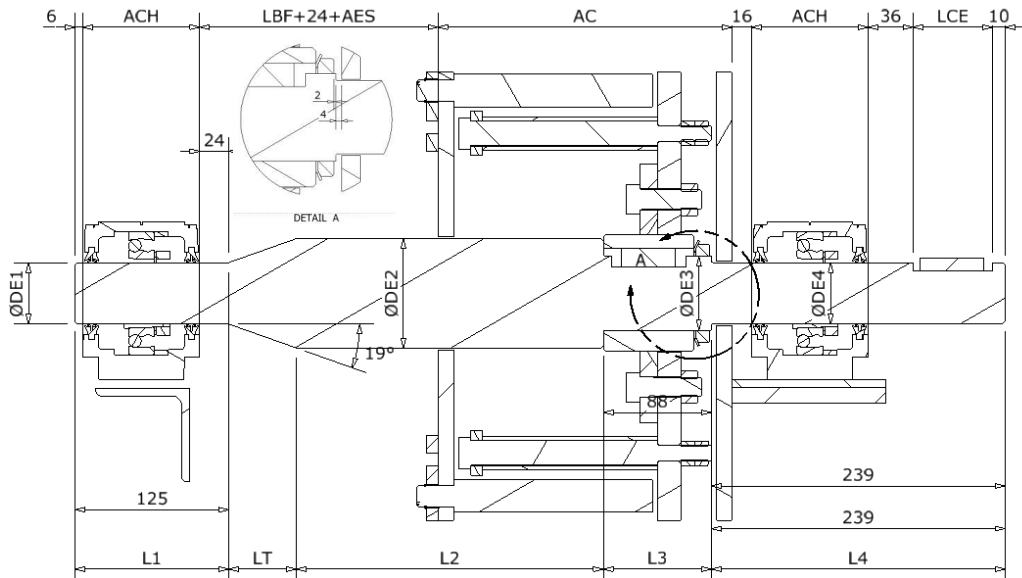
Es el elemento que se encarga de transmitir la potencia recibida del motor a través de una transmisión por correas y entregarla al plato a través de la manzana lateral

Las dimensiones de los diámetros serán halladas con las cargas del equipo, sin embargo el eje debe cumplir con unos parámetros geométricos que hagan posible el correcto ensamble de los componentes y además que permita un ensamble fácil y rápido de las partes.

El eje debe contar con los hombros necesarios para dar el correcto apoyo a la manzana lateral y a la tuerca de seguridad que da el apoyo axial al conjunto de la manzana con el plato y las barras móviles.

Se tienen los siguientes parámetros geométricos:

Figura 59. Dimensiones generales eje



Fuente: El autor

Los diámetros 1 y 4 deben ser iguales, debido a que a pesar de tener cargas diferentes, no es recomendable tener dos tipos de rodamiento para el mismo eje y además se aumentarían los tiempos de mecanizado. Así que la relación queda:

$$\phi DE_1 = \phi DE_4 \text{ Ecuación 28}$$

Estos diámetros deben ser un valor nominal de unos rodamientos disponibles en el mercado.

La siguiente relación viene dada por el hombro necesario para instalar la tuerca de fijación axial este elemento también es comercial y debe estar sujeto a disponibilidad local, asumiendo que las medidas son en milímetros y los incrementos son de a 5 milímetros la relación de diámetros quedaría:

$$\phi DE_3 = \phi DE_4 + 10 \text{ Ecuación 29}$$

El diámetro 2 debe ser una medida nominal de un eje calibrado con el objetivo de no mecanizar ese lado y debe ofrecer un hombro lo suficientemente grande para asegurar una buena seguridad en la manzana.

Respecto a las longitudes de acuerdo con la imagen se deben cumplir las siguientes relaciones:

$$L_1 = ACH + 30 \text{ Ecuación 30}$$

$$L_4 = 66 + ACH + LCE + ETP \text{ Ecuación 31}$$

$$L_3 = AML + AT + 2 \text{ Ecuación 32}$$

$$L_2 = LBF + EAS + AC - ETF - L_3 - LT - 4 \text{ Ecuación 33}$$

$$LT = \frac{\frac{\phi DE_2 - \phi DE_1}{2}}{\tan 19^\circ} \text{ Ecuación 34}$$

Donde:

ACH = Es el ancho de la chumacera

LCE = Es el largo de la cuña polea conducida

El ancho de la chumacera es un valor nominal que debe ser ajustado a las existencias en el mercado.

La medida LCE aparte de brindar una buena seguridad al transmitir el torque también debe ser lo suficientemente larga para brindar un buen apoyo a la polea conductora que es un elemento estándar.

La distancia entre la tapa posterior y la chumacera debe ser la indicada para poder desensamblar correctamente el conjunto compuesto por las barras fijas y la tapa posterior.

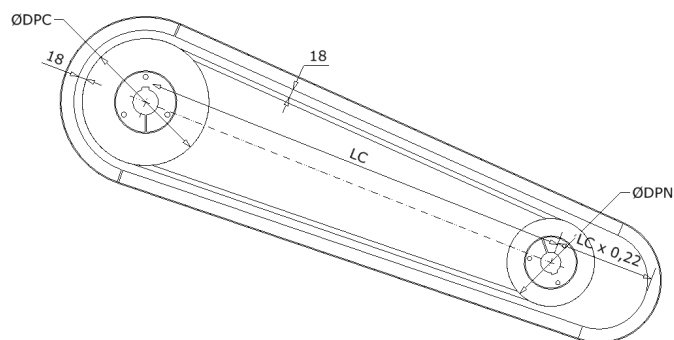
Los espacios entre las chumaceras y las ubicaciones de la polea conductora y carcasa son las adecuadas para un fácil ensamble y recambio al momento de hacer un mantenimiento tanto de la chumacera como de la polea.

Respecto a la transición está se realiza con el objetivo de alivianar esfuerzos y no hacer un cambio abrupto de sección, entre la medida DE2 y la medida DE1.

3.3.2.6 Guarda

La guarda debe brindar seguridad de las partes móviles a los operadores que estén cerca de la máquina, esta debe cubrir en su totalidad la polea conductora y conducida y a su vez debe ser fácil de ensamblar y permitir la tensión del motor.

Figura 60. Dimensiones guarda



Fuente: El autor

Donde

$\varnothing DPC$ = Diámetro polea conducida

$\varnothing DPN$ = Diámetro polea conductora

LC = Distancia entre centros

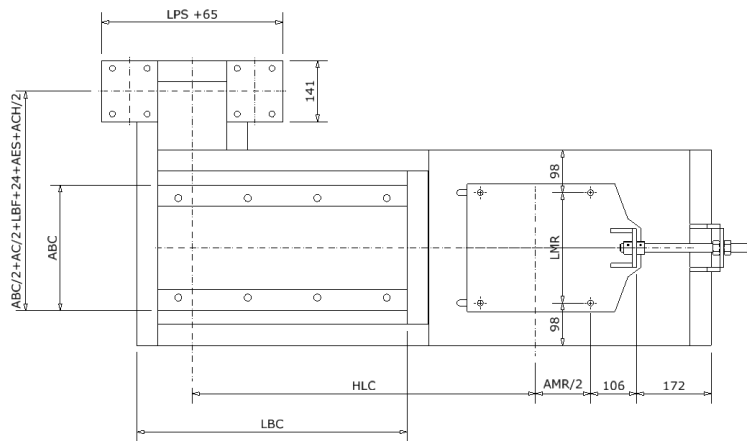
Se planea dejar un espacio de 18 milímetros entre la guarda y el juego de poleas al igual que un espacio para tensión de 22% de la longitud entre centros de la correa.

3.3.2.6 Base

Las dimensiones generales de la base deben ser las adecuadas para dar correcto soporte a los diferentes elementos que debe apoyar como la carcasa, el soporte posterior y el motor.

A continuación se muestran las medidas generales que debe cumplir la base

Figura 61. Dimensiones principales base



Fuente: El autor

Donde:

HLC = Es la proyección horizontal de la distancia entre centros de polea

AMR= Ancho del motor

LMR= Largo del motor

El espacio de 172 se deja para poder tensionar y mover el motor, el de 106 para tener espacio para instalar el tope de la placa soporte del motor.

La distancia de 98 se deja para dar una mayor estabilidad al equipo

3.4 ANÁLISIS ESTRUCTURAL

Se continúa con los análisis estructurales de los diferentes componentes del equipo: primero se encuentra el diámetro de las barras y a partir del valor de las relaciones geométricas propuestas y las cargas, se calculan las dimensiones finales de las diferentes partes de la máquina.

3.4.1 Cálculo de la barra móvil

Lo primero que se tiene definido es la longitud de la barra L_r la cual de acuerdo a los cálculos de capacidad tiene un valor de 124 mm este valor se le aplica un factor de seguridad para la capacidad de 1,14 con lo que la longitud de la barra (L_r) queda en 142 mm. Con esta dimensión se realizarán todos los cálculos dimensionales y estructurales.

Las cargas que afectan a las barras móviles son la fuerza centrífuga, el peso propio y la carga de rotura sobre las barras, la fuerza centrífuga viene dada por:

$$F_c = \left(\frac{\text{RPM} \times \pi}{30} \right)^2 \times m_b \times \frac{D_3}{2} \quad \text{Ecuación 35}$$

Y la masa de la barra es una función del diámetro y de la longitud

$$m_b = L_r \times \frac{\emptyset^2 \times \pi}{4} \times \delta_c \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde m_b es la masa de la barra en kilogramos y δ_c es la densidad del acero en kg/m^3 .

El orden de magnitud de las fuerzas es la fuerza centrífuga, luego la fuerza de rotura y por último el peso propio de la barra, fuerza de rotura y la fuerza

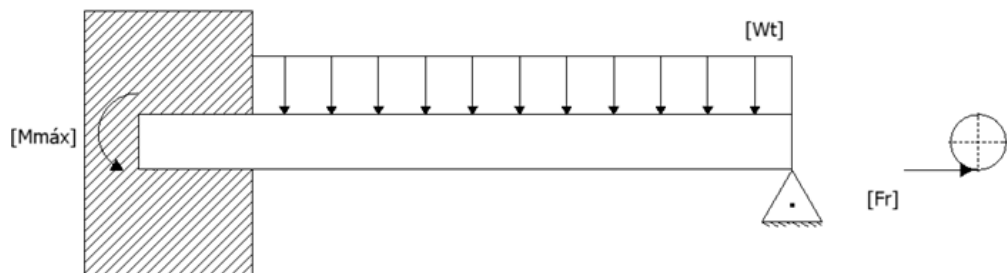
centrífuga siempre son ortogonales, así que la mayor carga se da cuando la barra está en la parte inferior del recorrido, que es cuando el peso y fuerza centrífuga están en la misma dirección.

Por lo que la fuerza máxima sobre la barra quedaría:

$$W_t = \sqrt{(m_b g + F_c)^2 + F_r^2} \text{ Ecuación 37}$$

Donde W_t Es la carga total máxima sobre las barras; a continuación se muestra el DCL de la barra móvil

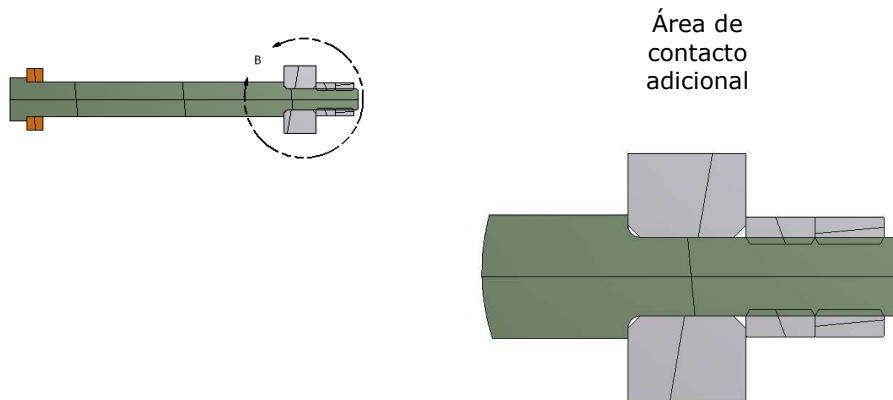
Figura 62. Diagrama de cargas barra móvil



Fuente: El autor

Como se puede apreciar el momento máximo y la sección crítica se encuentra en la parte del empotrado, se puede pensar que la dimensión crítica es la medida del diámetro menor de la barra móvil, pero al analizar con mayor detenimiento el diámetro mayor de la barra también está en contacto con el plato móvil y ayuda a dar resistencia a la junta.

Figura 63. Detalle montaje barra móvil



Fuente: El autor

Al no tener claro la sección crítica en la barra se realiza una simulación en ANSYS WORKBENCH®

La barra será diseñada bajo para tres situaciones, la primera bajo carga estática que aplica cuando la máquina está en funcionamiento sin carga, la segunda es bajo carga operativa y la tercera es para el arranque del equipo.

Para todas las situaciones de fatiga, por ser una máquina agroindustrial en la cual hay que garantizar una seguridad y robustez alta, se elige el criterio de Soderberg⁸ para hallar la seguridad de los elementos.

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{K_t \sigma_a}{S_n} \text{ Ecuación 38}$$

Donde:

N Factor de seguridad de la pieza

σ_m Esfuerzo flector medio

⁸ Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 1992

σ_a Esfuerzo flector alternativo

K_t Concentrador de esfuerzo a flexión

S_y Esfuerzo de fluencia del material

S_n Esfuerzo de durabilidad modificado

Como se puede apreciar el problema no es homogéneo porque las cargas que definen el diámetro dependen de él mismo, y además la sección crítica no está implícita de manera directa, en las ecuaciones de geometría. Así que para solucionar el problema se propone definir una matriz en la cual definen diferentes juegos de tamaño entre los diámetros de la barra y el radio de redondeo, se halla la seguridad para cada uno de ellos y se elige el de mayor seguridad.

El material a utilizar para la fabricación las barras es acero AISI 1045 (ver hoja de propiedades en el anexo B) se eligió este material por costos, por disponibilidad local y porque presenta una buena resistencia a la flexión. No se eligió un material con bajo contenido de carbono con tratamiento térmico ya que por ser un prototipo las pruebas van encaminadas hacia la funcionalidad de la máquina más que hacia la durabilidad.

Las combinaciones de los diámetros, fueron elegidas para utilizar medidas estándar tanto para el diámetro de barra menor, como para el mayor; el primero debe ser estrictamente una medida nominal debido a su sujeción. Las medidas están en pulgadas debido a que la tornillería y a los ejes que se consiguen más rápido y a mejor precio los elementos con medidas nominales en pulgadas.

Los diámetros menores elegidos son:

$$\emptyset BM_m = \{1/2"; 5/8"; 3/4"; 7/8" \}$$

Para el diámetro de la barra los valores son:

$$\varnothing BM = \{1'' ; 7/8'' ; 3/4'' ; 5/8''\}$$

De acuerdo a la combinación de diámetros se elijen 3 radios de redondeo, los cuales van desde 0,5 a 3 mm dependiendo de las diferencias entre los diámetros.

Los valores de espesor de la placa móvil y del aro protector se fijan en 0,75" y 0,25" respectivamente. La cantidad de barras a usar por hilera son 40, 32 y 28 estos valores deben ser verificados una vez se tenga el diseño final.

La matriz de diseño queda de la siguiente manera:

Tabla 12. Combinación de diámetro y chaflanes para el diseño de la barra móvil

\varnothing BM_m	1/2"			5/8"			3/4"			7/8"		
\varnothing BM	R/C			R/C			R/C			R/C		
1"	1	3	2	1	1,5	2	1	1,5	2	0,5	1	1,5
7/8"	1	3	2	1	1,5	2	0,5	1	1,5			
3/4"	1	1,5	2	1	1,5	0,5						
5/8"	1	0,5	1,5									

Fuente: El autor

Los valores en rojo son combinaciones geométricas no válidas.

En la simulación uno de los parámetros a definir es el factor de resistencia a la fatiga, este factor incluye el criterio de durabilidad y de superficie ya que el factor de tamaño viene embebido en la geometría de la simulación

$$K_f = C_L C_S C_R \text{ Ecuación 39}$$

Donde:

C_L = Factor de carga

C_S = Factor de superficie

C_R =Factor de Confiabilidad

El prototipo se fabrica en AISI 1045, pero los cálculos se hacen en AISI 1020 (ver propiedades en anexo A), debido a que al momento de la fabricación del equipo final para la venta, este debe ir con tratamiento térmico para aumentar su resistencia al desgaste. Este tratamiento solo se hace en la superficie del diámetro mayor sin afectar las propiedades del diámetro menor, así que para que estos cálculos sean válidos en la versión final del rompedor hay que usar AISI 1020 como material de diseño.

El límite de durabilidad de toma de acuerdo a la biblioteca de materiales de ANSYS que para este tipo de acero presenta la siguiente curva

Tabla 13. Resistencia a diferentes ciclos de vida para SAE 1020

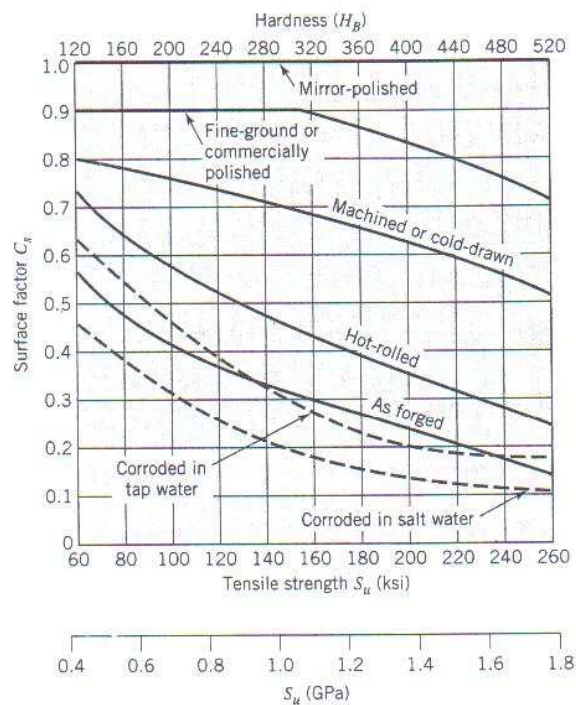
Ciclos	Esfuerzo alternativo (Pa)
10	4,00E+09
20	2,83E+09
50	1,90E+09
100	1,41E+09
200	1,07E+09
2000	4,41E+08
10000	2,62E+08
20000	2,14E+08
100000	1,38E+08
200000	1,14E+08
1000000	8,62E+07

Fuente: Biblioteca de materiales Ansys Workbench

Al comparar este valor con el criterio para 10^6 ciclos de $0,5 S_u^9$, que en este caso tendría un valor de $230 MPa$ se concluye que el diseño presentado en el programa es mucho mas conservativo, por lo que se elije los valores de la librería del programa.

Al ser flexión pura, la carga sobre la zona crítica de la barra el factor de carga es 1, el factor de superficie, con un valor de 0,79, se obtiene de la siguiente figura , y se elije un factor de confiabilidad de 99% para un valor de 0,814.

Figura 64. Factor de superficie



Fuente: Juvinal, Robert C.; Marshek, Kurt M., Fundamentals of Machine design, John Wiley & Sons, Inc. 1992

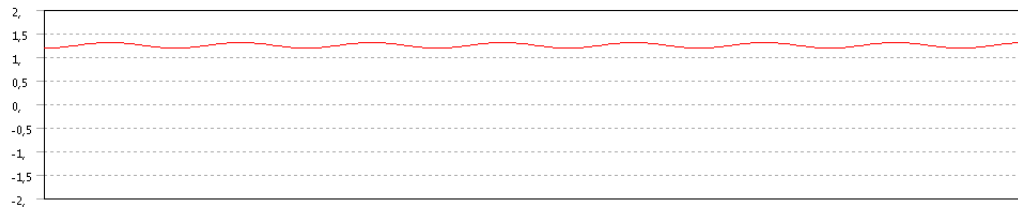
⁹Juvinal, Robert C.; Marshek, Kurt M., Fundamentals of Machine design, John Wiley & Sons, Inc. 1992

El factor de resistencia a la fatiga quedaría en

$$K_f = C_L C_S C_R = 1 \times 0,79 \times 0,814 = 0,64 \text{ Ecuación 40}$$

Para la simulación de la carga de trabajo se asume que la carga ocasionada por el rompimiento de las nueces es la parte alterante y la carga debida a la fuerza centrífuga es estable en el tiempo. El orden de la fuerza centrífuga está en los 1000 N y la de rompimiento está en el orden de los 100 N así que se asume un factor de amplitud de carga de 1,1 y un factor de escala de 1,2.

Figura 65. Amplitud de carga de trabajo de las barras móviles.

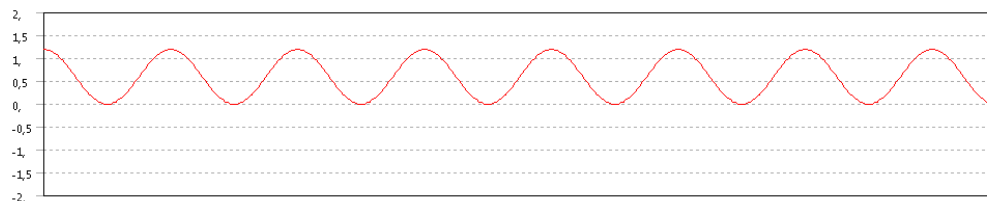


Fuente: El autor

Para este experimento el objetivo para la seguridad se fija en 3,5, valor que da una buena confiabilidad para este tipo de maquinaria con cargas de impacto.

Para el experimento del arranque la carga comienza en 0, alcanza un valor máximo y fluctúa entre estos valores durante el tiempo. Se toma un factor de escala de 1,2 para las cargas.

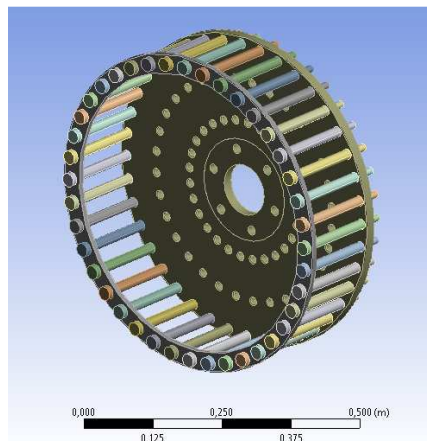
Figura 66. Amplitud de carga de arranque de las barras móviles



Fuente: El autor

La seguridad objetivo para este caso es de 1,5, a pesar que la naturaleza de la máquina es de impacto, la fatiga se presenta solo después de 10^6 ciclos, como cada ciclo representa un arranque de la máquina este valor es muy grande teniendo en cuenta que en operación con bajo producto los rompedores se prenden una vez al día y en pico de cosecha las máquinas duran prendidas durante varios, si asumimos que en promedio se arrancan los rompedores 10 veces por día se llevarían más de 200 años de trabajo llegar a este valor.

Figura 67. Isométrico simulación barras móviles

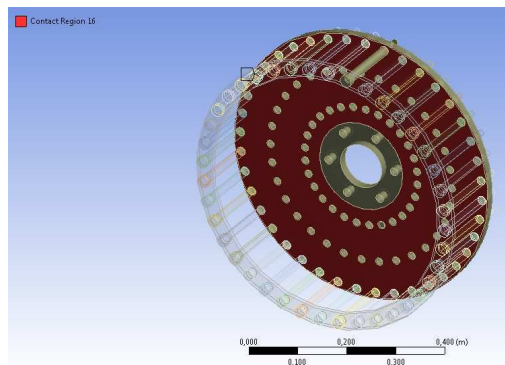


Fuente: El autor

Los elementos para seleccionados para la simulación son solo las barras móviles de la tercera hilera, ya que esta es la que representa el peor caso, el aro protector y al placa.

Las condiciones de contacto entre los elementos son de tipo bonded entre todos los elementos y son las encargadas de transmitir la carga entre ellos.

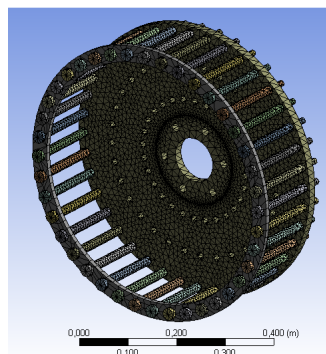
Figura 68. Condiciones de contacto simulación barras móviles



Fuente: El autor

El enmallado del ensamble es realizado automáticamente por el programa con una relevancia de 50, un suavizado medio, una transición rápida y un tamaño de elemento por defecto y la forma es para elementos estándar mecánicos

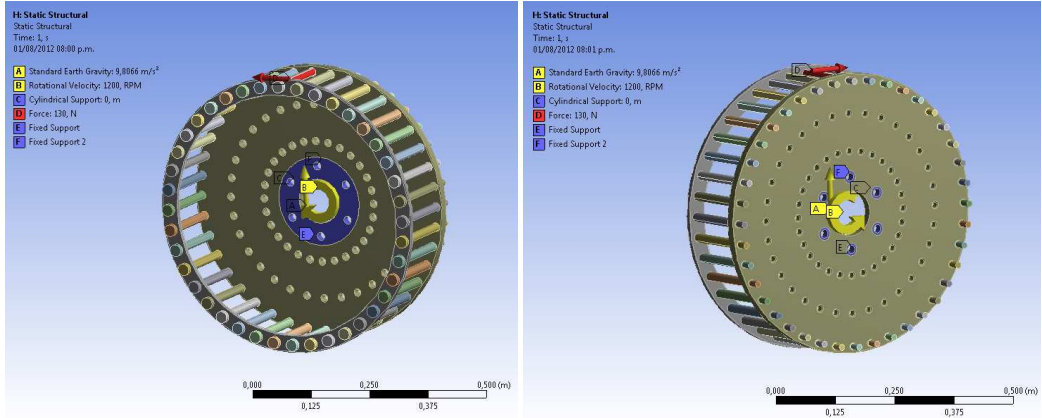
Figura 69. Enmallado simulación barras móviles



Fuente: El autor

Las cargas asociadas a la simulación son la carga de rompimiento que son 130 N y la carga inducida por la velocidad. Los soportes son los asociados al plato se seleccionan soportes tipo cilíndrico para los tornillos y fijo para la cara en contacto con la manzana lateral y para el área de sujeción de las tuercas.

Figura 70. Cargas y apoyos simulación barras móviles



Fuente: El autor

Al tener todos los parámetros definidos se procede con el cálculo para cada uno de los puntos seleccionados.

Tabla 14. Seguridad estática, de arranque y de trabajo para las combinaciones de las barras móviles

ØBM_m	0,5									0,625								
Ø BM	Radio de redondeo																	
1	1			2			3			1,5			2			1		
	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T
	4,6	2,1	4,6	3,6	2,1	4,6	3,6	2,1	4,6	3,6	2,0	4,6	3,6	1,7	3,7	3,6	2,0	4,4
0,875	1			2			3			2			1,5			1		
	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T
	5,1	2,4	5,4	5,3	2,4	5,4	5,4	2,0	4,4	6,0	1,9	4,3	5,8	2,4	5,4	5,6	2,4	5,4
0,75	1			1,5			2			1			0,5			1,5		
	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T
	5,9	2,4	5,4	5,5	2,2	5,0	5,3	2,0	4,5	5,9	1,9	4,4	5,8	2,2	4,9	5,8	1,8	3,9
0,625	1,5			0,5			1											
	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T									
	6,2	1,8	4,0	5,5	1,6	3,5	4,9	1,4	3,2									

ØBM_m	0,75									0,875								
ØBM	Radio de redondeo																	
1	1,5			2			1			1,5			0,5			1		
	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T
	3,8	1,9	4,3	3,8	1,7	3,9	3,6	2,0	4,5	3,6	2,0	4,5	3,8	2,0	4,4	3,8	1,7	3,9
0,875	1,5			1			0,5											
	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T	FS E	FS A	FS T									
	5,5	1,8	4,1	5,4	2,1	4,8	5,3	2,4	5,4									
0,75																		
0,625																		

Fuente: El autor

Donde:

FSE: Factor de seguridad estático del sistema

FSA: Factor de seguridad al arranque

FST: Factor de seguridad al trabajo.

A partir de esta tabla se empiezan a hacer exclusiones por fabricación. La primera exclusión son los radios de entalladura de 1,5 mm y 0,5 mm, para estos no se encuentra herramienta disponible en el mercado. Estos están representados con el color azul en la tabla.

La segunda exclusión son para los radios de 1 mm estos son muy pequeños y difíciles de fabricar, sobre todo para la medida del disco, así que estos valores representados en verde no se tienen en cuenta.

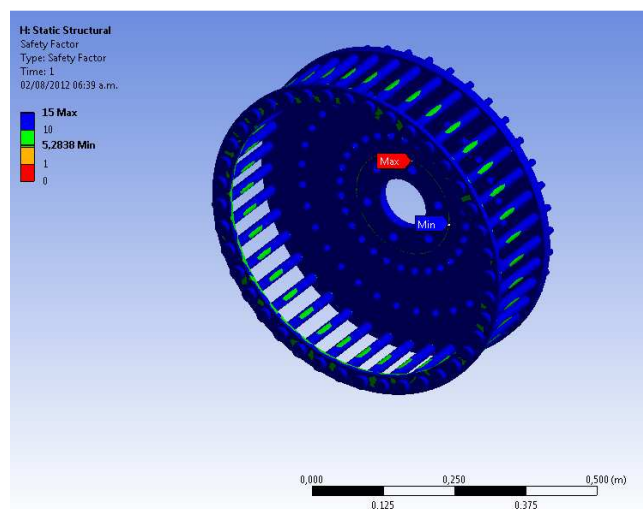
Estas salvedades nos dejan 7 valores posibles como solución, se busca la barra de menor diámetro que cumpla con los valores de seguridad, con el objetivo de aligerar peso en el rotor y a su vez disminuir potencia, además de comprar la

materia prima de menor diámetro para economizar costos. Teniendo en cuenta esto la fila de con Ø BM de 1" queda por fuera, lo que dejaría como opciones finales la combinación de Ø BM, Ø BM_m y radio de redondeo de 0,75", 0,5" y 2 y 0,875", 0,5" y 2". Se selecciona este valor como representante de la fila de 0,875 debido a que es el de mayor seguridad.

Al comparar los dos valores, a pesar de brindar una mayor seguridad la barra de 0,875" debido al hombro del aro protector, la barra a usar de acuerdo con la ecuación 14 debería ser de diámetro 1 1/8". Al no ser un diámetro estándar, este debe subir a 1 1/4" mientras que para el diámetro de 0,75" se necesita una barra comercial de 1" para su fabricación, por lo que se concluye que este es el valor que más se ajusta a nuestras condiciones ya que es el de menor peso, el menor diámetro de barra nominal y cumple con las seguridades planteadas, la solución está planteada en la tabla con color morado.

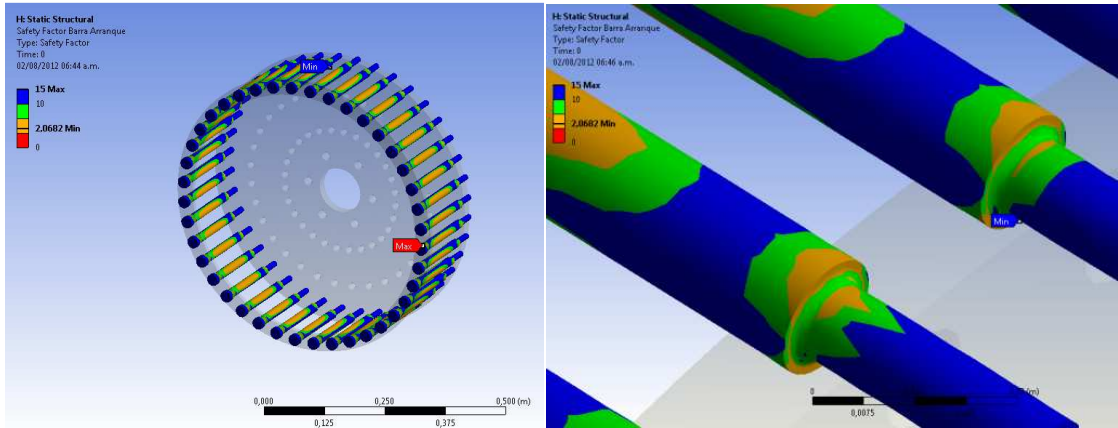
A continuación se muestran las imágenes de los factores de seguridad para el punto de diseño los valores mostrados corresponden a los de la tabla 14

Figura 71. Factor de seguridad a carga estática simulación barras móviles



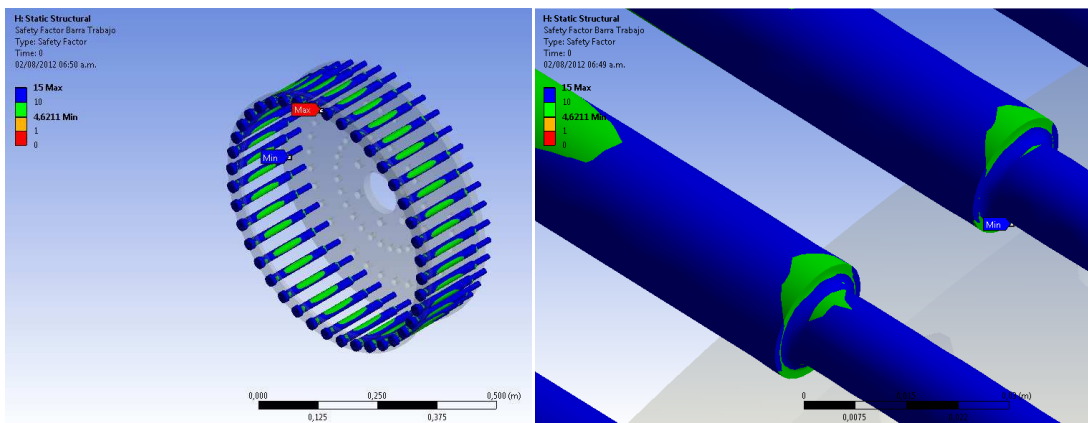
Fuente: El autor

Figura 72. Factor de seguridad en arranque simulación barras móviles



Fuente: El autor

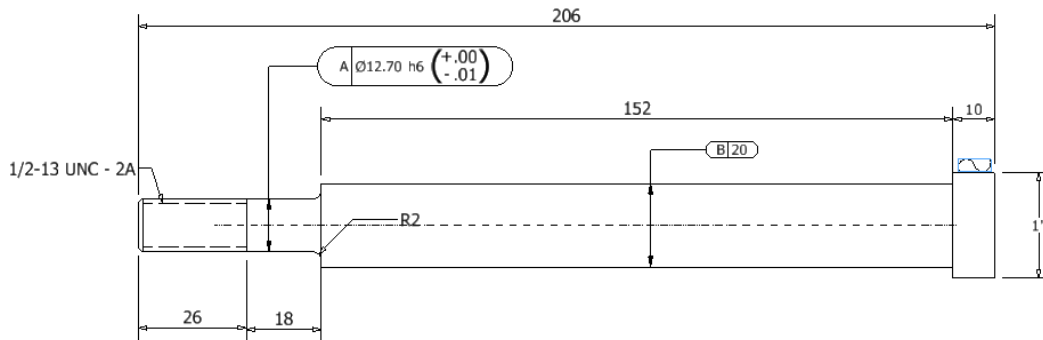
Figura 73. Factor de seguridad en trabajo simulación barras móviles



Fuente: El Autor

Por último este valor debe ser ajustado debido al buje sujetador. Este buje por facilidad de manufactura se decide fabricarlo en tubería sin costuras ANSI SCH 40 de 3/4" las medidas son diámetro interno de 0,82" (20,83 mm) y externo de 1,05" (26,7 mm). Así que la medida nominal para el diámetro mayor de la barra móvil pasa a 20 mm dejando un juego de 0,8 mm para el ensamble con el buje sujetador y en las ecuaciones de geometría del plato se trabaja con el diámetro exterior del buje sujetador.

Figura 74. Dimensiones finales barra móvil



Fuente: El Autor

3.4.2 Cálculo de la potencia

Para calcular los elementos restantes es necesario tener la potencia consumida por el equipo. La potencia que consume el rompedor está dividida en dos partes la primera es la potencia gastada en la rotura de las nueces que previamente fue calculada en 2135 W y la segunda es la que se consume en el arranque del equipo y que mantiene el equipo en movimiento.

$$Pot_t = Pot_{arr} + Pot_{rot} \text{ Ecuación 41}$$

Para hallar la potencia de arranque se parte del torque generado por la aceleración del rotor que esta dado por:

$$T_{arr} = I_r \times \alpha \text{ Ecuación 42}$$

Donde I_r es la inercia del rotor y α es la aceleración angular que presenta el sistema. Como aún no se conocen las dimensiones generales del eje, no se sabe su momento de inercia, así que se tomara para este valor la inercia debido a las barras móviles, el plato móvil y los aseguradores.

A partir de las ecuaciones 9,10 y 11 se hallan las medidas generales de del plato móvil con el objetivo de hallar su inercia.

$$D_3 = 4 \left(26,7 + \sqrt{2(19)^2 + 14 + 8} \right) + 262 = 561,5 \cong 560$$

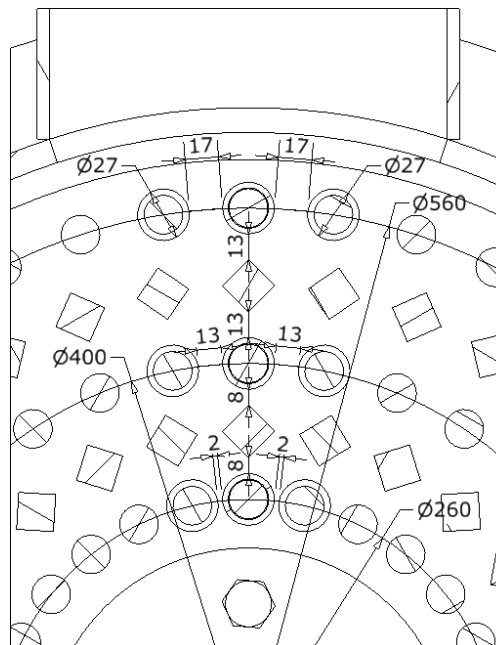
$$D_2 = 2 \left(26,7 + \sqrt{2 \times 19^2} \right) + 4 \times 8 + 262 = 401,14 \cong 400$$

$$D_4 = 560 + 2 \times 19 = 598 \cong 600$$

Las medidas se normalizan a valores enteros con el objetivo de facilitar la medición y fabricación de los mismos.

Respecto al paso diametral se revisan los valores de números de barras de 40, 32 y 28 para las hileras.

Figura 75. Diámetros y espacios radiales finales barras móviles

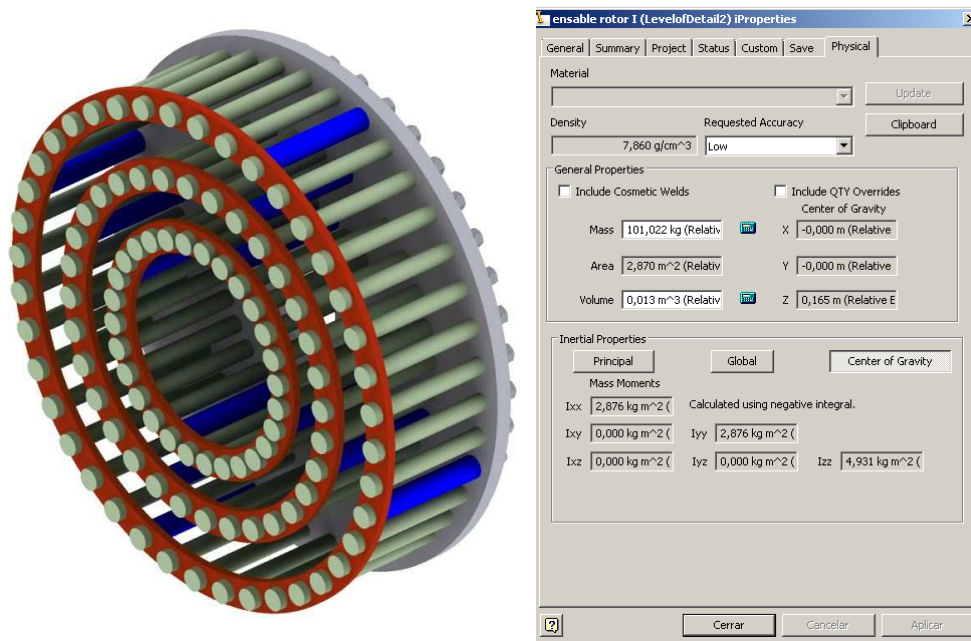


Fuente: Autor

Como se puede apreciar en la figura con estas dimensiones se cumplen todos los requerimientos dimensionales propuestos para el rompimiento de las nueces. Con el objetivo de aumentar la entrada de nueces al interior del rotor se decide que solo 4 barras por fila lleven buje sujetador; se tiene presente que esto a su vez aumenta la separación entre las barras fijas y móviles pero se considera que al tener 4 barras con la distancia reducida por revolución es suficiente para romper efectivamente las nueces, ya que en los cálculos de capacidad se asumió el rompimiento de una fila de nueces por revolución.

Con las dimensiones encontradas y manteniendo el valor de 0,75" de ancho para la placa móvil se halla el valor de la inercia rotacional a partir del modelado realizado en Inventor®.

Figura 76. Momento de inercia rotor sin eje



Fuente: El autor

Como se puede observar en la figura el valor de la inercia rotacional de este conjunto está en aproximadamente 4,931 kg-m², este valor será verificado una vez se tenga dimensionado totalmente el eje.

Para hallar la aceleración angular se parte de:

$$\alpha = \frac{(RPM_f - RPM_i) \times \pi}{30 \times t_{arr}} \text{ Ecuación 43}$$

Donde:

RPM_f = Son las RPM finales (1200)

RPM_i = Son la RPM iniciales (0)

t_{arr} = es el tiempo de arranque de la máquina

Los tiempos de arranque de una máquina arrancada directamente por un motor eléctrico son de menos de un segundo. Si se llegase a arrancar el rompedor directamente el torque sería de 619 N-m de acuerdo con la ecuación (#) y partiendo de la siguiente ecuación:

$$Pot_{arr} = \frac{T_{arr} \times RPM}{C} \text{ Ecuación 43}$$

Donde C es una constante con valor de 9549, el Torque en N-m y la potencia en kw, a partir de esta ecuación se obtiene una potencia de 77 kw valor exagerado, por lo que se ve la necesidad de colocar un arranque suave que controle el tiempo de arranque.

Se propone un tiempo de arranque de 10 segundos con lo que el valor del torque y de potencia serían 61,9 N-m y 7,8 kw, este valor corresponde a un accionamiento

directo del rotor. A pesar de que la velocidad es un valor nominal de un motor de 1200 RPM, por razones de protección para el motor se decide instalar una transmisión por medio de correas trapezoidales, otra ventaja que presenta este tipo de transmisión es que se puede utilizar un motor de 4 polos a 1750 RPM; este tipo de motores son los más comunes en la industria de palma y esto representa una mayor flexibilidad respecto a los repuestos.

Teniendo las dos potencias se encuentra que a partir de la ecuación 41 que la potencia necesaria instalada para la máquina sería:

$$Pot_t = 7,8 + 2,13 = 9,93 \text{ kw}$$

Se aplica un factor de seguridad a la potencia debido a imprevistos en la red eléctrica que pueden llegar a bajar la frecuencia de la señal ocasionando posibles fallas en la refrigeración del motor y también a posibles paros del equipo con carga lo que ocasionaría un incremento en la potencia.

El factor a aplicar es de 1,2 lo que daría una potencia de 11,92 Kw, nominalmente los motores vienen de 11 ó 15 kw así que se selecciona una potencia nominal de 15 kw.

3.4.3 Selección del motor

La selección del motor se realiza del catálogo de ABB para motores de jaula de ardilla de rendimiento general con alta eficiencia IE2. Se selecciona esta marca debido a convenios comerciales que tiene la empresa con este proveedor, y el tipo de motor porque presenta una muy buena eficiencia para el costo y no se requiere un grado mayor de protección al ofrecido (IP55). Para el material de fabricación se elige fundición de acero debido a que el peso del motor no es una variable crítica del diseño.

Figura 77. Características de motores de acuerdo a su potencia

Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency IEC 60034-2-1; 2007			Power factor cos φ	Current		Torque			Moment of inertia J = 1/4 GD ² kgm ²	Weight kg	Sound pressure level L _{PA} dB
				Full load 100%	3/4 load 75%	1/2 load 50%		I _N A	I _s / I _N	T _N Nm	T _l / T _N	T _b / T _N			
1500 r/min = 4 poles			400 V 50 Hz			CENELEC-design									
7.5	M2BA 132 SMC	3GBA 132 213-••B	1450	89.3	90.1	90.0	0.81	14.9	5.6	49.3	1.6	2.4	0.03659	73	64
11	M2BA 160 MLA	3GBA 162 043-••G	1463	90.2	91.4	91.2	0.85	20.7	7.1	71.7	2.6	3.0	0.084	134	65
15	M2BA 160 MLB	3GBA 162 044-••G	1463	90.6	91.8	91.6	0.84	28.4	7.2	97.9	2.7	3.6	0.095	141	65

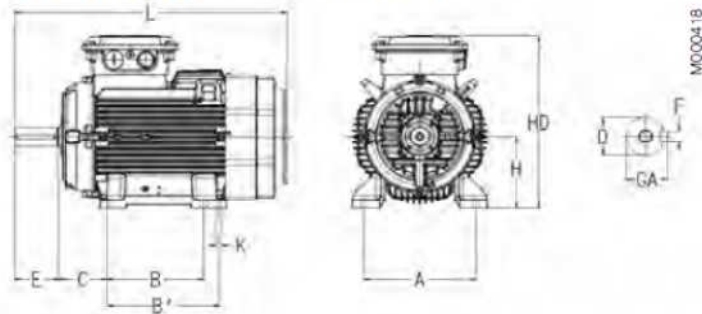
Fuente: Catálogo de motores ABB

Aunque en el catálogo aparece como frecuencia 50 Hz la frecuencia local es 60 Hz lo que hace que el velocidad nominal del motor sea 1750 RPM.

De la tabla se elije un motor de 15 Kw referencia 160 MLB de 4 polos con un factor de potencia de 0,84 y un montaje tipo B3.

Figura 78. Dimensiones generales Motor ABB 160

Foot-mounted motor IM1001, B3



Motor size	D poles		GA poles		F poles		E poles		L max poles		A	B	B'	C	HD	K	H
	2	4-6	2	4-6	2	4-6	2	4-6	2	4-6							
160	42	42	45	45	12	12	110	110	584	584 ⁵⁾	254	210	254	108	413	14.5	160

Fuente: Catálogo de motores ABB

3.4.4 Cálculo de la transmisión de potencia

La transmisión seleccionada es una transmisión por medio de correas tipo V, se elije este tipo debido a que es la ideal para la velocidad que se maneja (1200 RPM). Si se instala un sistema por cadenas, lo más probable es que toque con lubricación de goteo o forzada debido a las altas revoluciones, la relación de velocidades se puede alcanzar fácilmente con este tipo de transmisión ya que ambas son medidas nominales y la potencia a manejar no es muy grande.

El procedimiento de selección de toma del fabricante Martin Co., como las correas siguen un estándar internacional se puede seleccionar de este catálogo y comprar las correas y poleas en el mercado local.

Se comienza el proceso seleccionando el tipo motor a usar por ser un motor eléctrico estándar, la máquina presenta un servicio continuo y presenta una carga similar a un molino de martillos por lo que el factor de servicio seleccionado es de 1,5.

Figura 79. Factores de servicio para transmisión de correas

TYPICAL SERVICE FACTORS						
DRIVEN MACHINE TYPES	DRIVER TYPES					
Driven machine types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below. IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR: Idler on slack side (inside) None Idler on slack side (outside) 0.1 Idler on tight side (inside) 0.1 Idler on tight side (outside) 0.2	ELECTRIC MOTORS: AC Normal Torque AC Hi-Torque Squirrel Cage and Synchronous AC Split Phase DC Shunt Wound Internal Combustion Engines			ELECTRIC MOTORS: AC Hi-Torque AC Hi-Slip AC Repulsion-Induction AC Single Phase Series Wound AC Slip Ring DC Compound Wound		
	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE
Agitators for Liquids Blowers and Exhaustors Centrifugal Pumps and Compressors Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Hood-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chokable Equipment	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

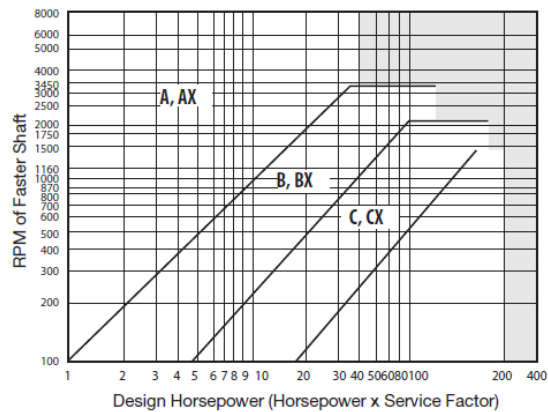
Fuente: El autor.

Con esto se calcula la potencia de diseño:

$$Pot_{diseño} = Pot_{nom} \times FS = 20 \times 1,4 = 28 \text{ HP Ecuación 44}$$

Es siguiente paso es seleccionar el perfil de la correa, se opta por escoger un perfil convencional por disponibilidad en el mercado local y, en caso de algún daño en campo, este tipo de perfil es el que se consigue con mayor facilidad.

Figura 80. Cuadro de selección para la sección de las correas



Fuente: Catálogo Martin Sprocket co.

De la tabla se obtiene un valor para la sección tipo B.

Figura 81. Diámetro mínimo para poleas

MOTOR HORSE-POWER	MOTOR RPM					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

*NOTE: Data above the line are from National Electrical Manufacturers Association Standard MG1-3.16 and MG1-3.16A. Data below the line are a composite of Electrical Motor Manufacturers data. They are generally conservative, and specific motors and bearings may permit the use of a smaller motor sheave. Consult the motor manufacturer.

Fuente: Fuente: Catálogo Martin Sprocket co.

Se tiene como valor inferior para la selección de la polea conductora un diámetro de 4,5".

Se procede a buscar un par de poleas estándar para lograr la velocidad requerida.

Figura 82. Selección de diámetros para juego de poleas

Speed Ratio	Sheave Combination		DriveN Speeds and HP Per Belt									Nominal Center Distance And Arc-Length Correction Factors					
			3500 RPM DriveR			1750 RPM DriveR			1160 RPM DriveR			B/BX Belt Length Designation					
	DriveR P.D.	DriveN P.D.	DriveN RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	DriveN RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	DriveN RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	35	38	42	46	51	60
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.75	0.77	0.80	0.82	0.85	0.89
1.47	3.8	5.6	2375	3.39	6.93	1167	2.96	4.54	767	2.34	3.34	11.0	12.5	14.5	16.5	19.0	23.5
1.47	6.4	9.4	2383	12.88	17.99	1191	9.87	11.85	790	7.35	8.54	—	—	—	11.4	13.9	18.4
1.48	4.2	6.2	2371	5.18	8.90	1185	4.09	5.72	786	3.15	4.17	10.2	11.7	13.7	15.7	18.2	22.7
1.48	4.6	6.8	2368	6.85	10.77	1184	5.19	6.88	785	3.93	4.99	9.4	10.9	12.9	14.9	17.4	21.9
1.48	5.0	7.4	2365	8.41	12.55	1182	6.27	8.02	784	4.71	5.79	8.6	10.1	12.1	14.1	16.6	21.1

Nominal Center Distances And Arc-Length Correction Factor															
B/BX Belt Length Designation															
68	75	81	85	90	97	105	112	120	128	158	180	210	240	300	
0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.08	1.14	1.17	1.21	1.24	1.30	
27.5	31.0	34.0	36.0	38.5	42.0	46.0	49.5	53.5	57.5	72.5	83.5	98.5	112.8	142.8	
22.4	25.9	29.0	31.0	33.5	37.0	41.0	44.5	48.5	52.5	67.5	78.5	93.5	107.7	137.7	
26.7	30.2	33.2	35.2	37.7	41.2	45.2	48.7	52.7	56.7	71.7	82.7	97.7	112.0	142.0	
25.9	29.4	32.4	34.4	36.9	40.4	44.4	47.9	51.9	55.9	70.9	81.9	96.9	111.2	141.2	
25.1	28.6	31.6	33.6	36.1	39.6	43.6	47.1	51.1	55.1	70.2	81.2	96.2	110.4	140.4	

Fuente: Catálogo Martin Sprocket co.

De acuerdo a la tabla se seleccionan como polea conductora un diámetro de 6,4 " y para la conducida uno de 9,4", se preselecciona una distancia entre centros de 1,4 veces la medida D4 lo que daría una LC de:

$$Lc = D_4 \times 1,4 = 840 \text{ mm} = 33,07" \text{ Ecuación 45}$$

Esta distancia se mueve a 33,5" para tener una banda de longitud 90 " a partir de la distancia entre centro se halla el factor de corrección por distancia. Con los valores obtenidos de la tabla se encuentra la cantidad de correas a usar:

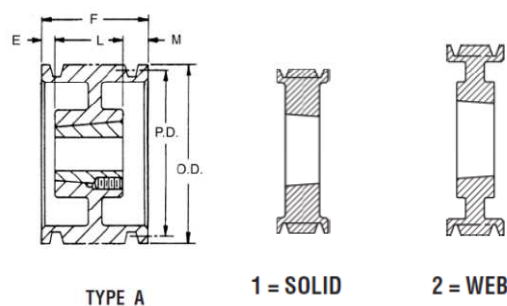
$$\# \text{ de correas} = \frac{Pot_{dis}}{Potencia \text{ transmitida por correa} \times Factor \text{ de correccion por distancia}} = \frac{28}{9,87 \times 0,99} = 2,86 \approx 3$$

Ecuación 46

Se elije un montaje con manguito de fijación para las poleas debido a que es de fácil montaje y desmontaje y brinda un gran ajuste en la dirección axial del eje y además evita tener que fabricar un hombro para la ubicación.

Las medidas de las poleas seleccionadas se muestran a continuación:

Figura 83. Dimensiones polea conducida y conductora



3 Groove										
F = 2½										
Part Number	Diameters		OD	Type	Bush	Bush Max. Bore	E	L Thru Bore	M	Wt. Less Bush
	A Belts	B Belts								
3 B 64 TB	6.0	6.4	6.75	A-1	2517	2½	¾	1%	0	12.0
3 B 66 TB	6.2	6.6	6.95	A-1	2517	2½	¾	1%	0	12.3
3 B 68 TB	6.4	6.8	7.15	A-1	2517	2½	¾	1%	0	12.8
3 B 74 TB	7.0	7.4	7.75	A-1	2517	2½	¾	1%	0	16.0
	7.0	7.4	7.35							
3 B 80 TB	8.0	8.4	8.35	A-1	2517	2½	0	1%	¾	19.0
3 B 86 TB	8.2	8.6	8.95	A-2	2517	2½	¾	1%	0	19.0
3 B 94 TB	9.0	9.4	9.75	A-2	2517	2½	¾	1%	0	21.0
3 B 110 TB	10.6	11.0	11.35	A-2	2517	2½	¾	1%	0	24.0
3 B 124 TB	12.0	12.4	12.75	A-3	2517	2½	0	1%	¾	28.0

Fuente: Fuente: Catálogo Martin Sprocket co.

Como se puede apreciar la poleas poseen una longitud efectiva sobre el eje de 1 3/4" (44 mm) y un ancho de 2 1/2" y el eje del motor tiene 110 mm de largo, así que no hay problema para el correcto ensamble de las polea conducida en el motor y no hay que cambiar el tipo de montaje.

3.4.5 Eje

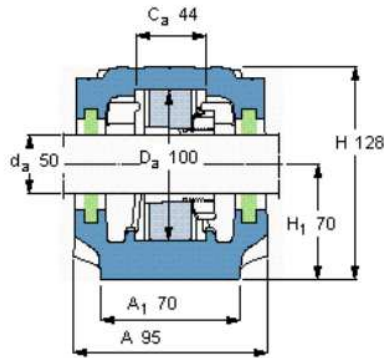
Este es el elemento central de la máquina debido a que se encarga de recibir y transmitir las diferentes cargas de la máquina.

Para encontrar los valores de sus diferentes diámetros lo primero es hallar la distancia entre centros este valor se encuentra a partir de las longitudes del eje

Lo primero es asumir un valor para el ancho de la chumacera, para hallar este valor se asume un diámetro de 50 mm debido a que el máximo valor posible es 60 mm para las poleas elegidas (Ver figura numero 82). El tipo de chumacera

elegida es una tipo SNL marca SKF, la razones para esta selección se explicarán en el cálculo de los rodamientos.

Figura 84. Medidas chumacera SKF tipo SNL 511



Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

De la gráfica se obtiene un valor para la medida ACH de 95 mm

A partir de la ecuación 29 el valor para ϕDE_3 es 60 mm

El largo de la cuña se calcula de acuerdo a la siguiente expresión ¹⁰

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} \text{ Ecuación 47}$$

Donde:

L= Es el largo de la cuña

T= Es el torque a transmitir

D=Diámetro de la sección

W= Ancho de la cuña

S_y = Esfuerzo de fluencia del material.

¹⁰ Fuente: Mott, Robert L., Diseño de elementos de máquinas , Pearson Education, 1992

Figura 85. Dimensiones de cuñas de acuerdo al diámetro

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluido)	Espesor, <i>W</i>	Altura, <i>H</i>	
			Cuadrada	Rectangular
3/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	5/16	5/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	3/16	3/16	1/4
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Mott, Robert L., Diseño de elementos de máquinas , 1992

Todas las cuñas son fabricadas en acero AISI 1020 así que S_y es 250 Mpa el ancho de la cuña se obtiene de acuerdo al estándar ANSI B17.1 y para un diámetro de 70 mm de la figura 84 se obtiene un ancho de 5/8" (15,9 mm), se decide por un valor para la seguridad de 5 por la carga de impacto y la fluctuación del torque durante el funcionamiento. El torque se halla de acuerdo a la ecuación 47.

$$T = \frac{9549 \times 15}{1200} = 119,36 \text{ N} - m$$

A partir de estos valores se calcula el largo de las cuñas

Tabla 15. Tabla de diseño cuñas

	Cuña manzana lateral	Cuña polea conducida	
Potencia	15		kW
Seguridad	5		RPM
Velocidad	1200		m
Esfuerzo de fluencia	3,50E+08		Pa
Torque	119,3625		N-m
Diametro	0,06	0,05	m
Ancho	0,0159	0,0159	
Largo	7,15E-03	8,58E-03	

Fuente: El autor

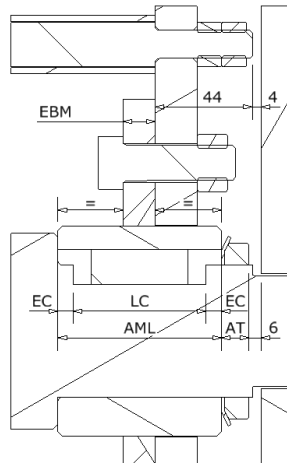
Como se puede ver este valor es muy pequeño no alcanza a ser igual que el ancho de la cuña, así que el valor para el largo de estos elementos va a estar gobernado por el ancho de la polea y de la manzana.

Así que la cuña de la manzana se hace igual de larga que el ancho de la polea, así que:

$$LCE = 2,5" = 63,5 \text{ mm} \approx 65 \text{ mm}$$

Mientras que el ancho de la manzana AML de obtiene a partir de las medidas finales de la barra móvil

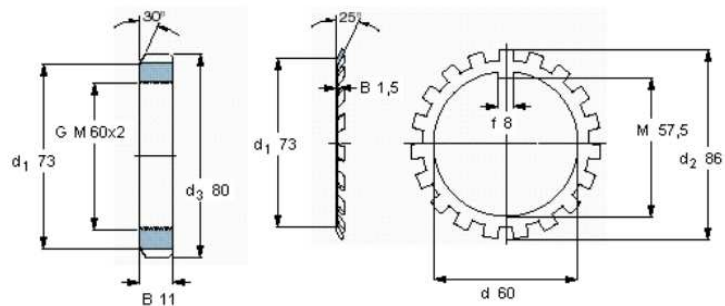
Figura 86. Dimensiones de montaje manzana lateral



Fuente: El autor

Del catalogo de la SKF se toman las dimensiones del ancho de la tuerca y de la arandela de presión

Figura 87. Medidas generales tuerca y arandela SKF



Fuente: El Autor

De la figura 85 se puede concluir que:

$$\frac{AML-EBM}{2} + AT + 6 = 48 \text{ Ecuación 48}$$

Asumiendo un espesor para la brida de la manzana de 14 mm, se tiene de acuerdo a la ecuación que la distancia AML es de 74 mm

El largo de la cuña que transmite el torque a la manzana lateral de acuerdo con la ecuación 27 queda en 60 mm

Se asumen unos espesores de 1/2" para los espesores de las tapas frontales y posteriores y para el asegurador 3/8"

El ancho de la carcasa se encuentra mediante la ecuación 18

$$AC = 206 + 8 + 12,7 + 12,7 = 239,4 \approx 239$$

El largo de la barra fija se encuentra mediante al ecuación 19

$$LBF = 142 + 10 + 9,5 = 161,5 \approx 162$$

Con los valores hallados se resuelven las ecuaciones 30 al 33.

$$L_1 = 95 + 30 = 125$$

$$L4 = 66 + 95 + 65 + 12,7 = 238,7 \approx 239$$

$$L3 = 74 + 12 + 2 = 88$$

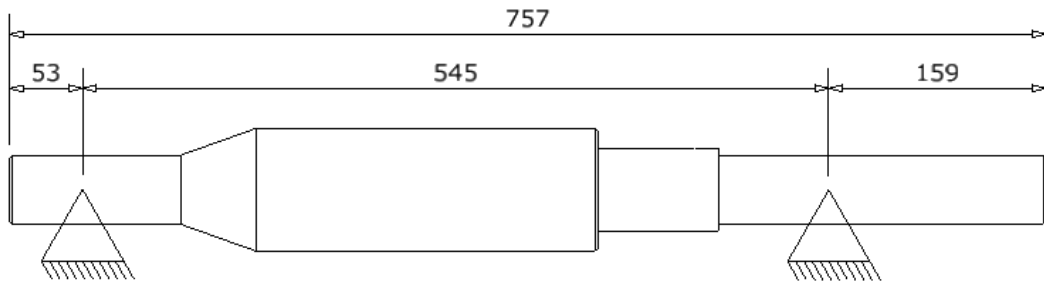
$$L2 = 162 + 9 + 239 - 12 - 88 - LT - 4 = 305 - LT$$

A pesar que no se tenga el valor para LT se conoce la longitud total del eje (LE) y la ubicación de los soportes.

$$LE = L1 + L2 + L3 + L4 + LT = 125 + 305 + 239 + 88 = 557 \text{ Ecuación 49}$$

El primer soporte está ubicado a 53 mm del extremo mientras que el otro está a 159 mm.

Figura 88. Ubicación soporte eje



Fuente: El autor

Teniendo ya los valores para las distancias entre apoyos se procede a realizar el DCL del eje.

Lo primero a hacer es definir el sentido y valores de las fuerzas que son transmitidas al eje por la transmisión de poleas.

Para conocer este valor es preciso conocer de antemano el valor de OC, se fija el valor de las bridas en 2" y el espesor del cuerpo en 1/2" y de acuerdo con las ecuaciones 15, 16 y 17.

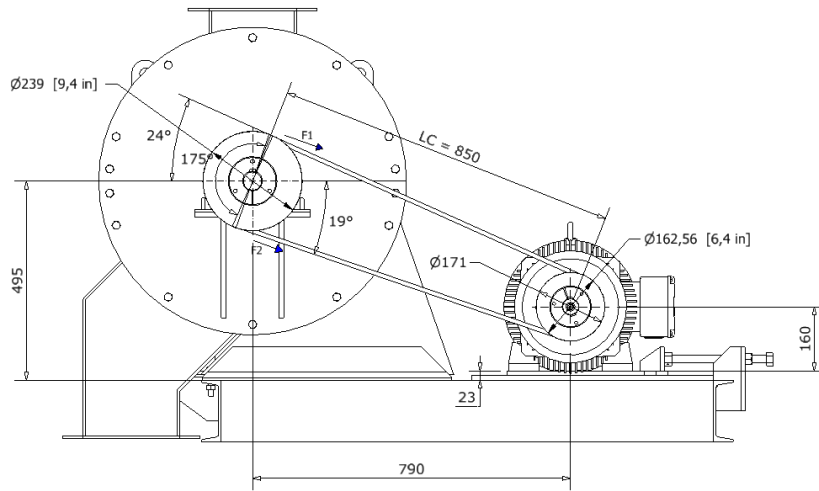
$$D_5 = D_3 + \varnothing BM + 2(19 + 10) = 638$$

$$D_6 = 638 + 2(50,8 + 12,7) = 765$$

$$OC = \frac{765}{2} + 113 = 495$$

De la figura 77 y de la transmisión de correas se tiene que:

Figura 89. Dimensiones generales transmisión de potencia



Fuente: El Autor

A partir de las siguientes ecuaciones encontramos las fuerzas F_1 y F_2 ¹¹

$$T = (F_1 - F_2) \times r_{pc} \text{ Ecuación 50}$$

$$\frac{F_2}{F_1} = e^{f\theta} \text{ Ecuación 51}$$

Donde:

f = Es el factor de fricción

θ = Es el ángulo de arropamiento de la polea conducida

r_{pc} = Es el radio de la polea conducida

A partir de los valores consignados en la figura 89 y un valor asumido de 0,25 para el factor de fricción¹² se tiene que las fuerzas son:

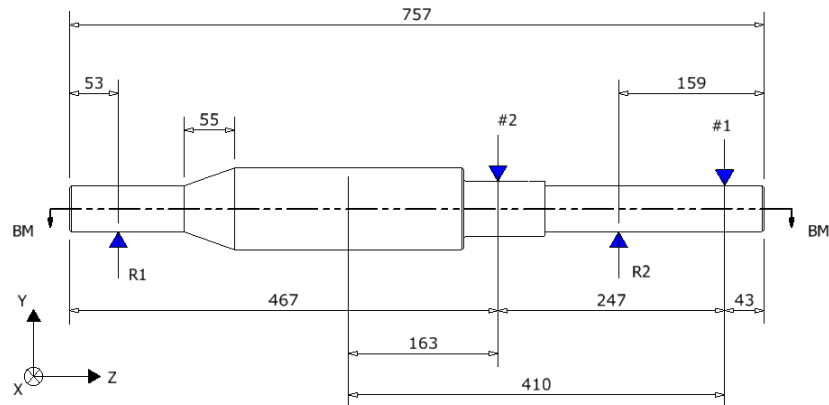
$$F_1 = 871 \text{ N} \therefore F_2 = 127 \text{ N}$$

¹¹ Fuente: Juvinal y Marshek, Fundamentals of Machine design, John Wiley & Sons, Inc., 2000

¹² Fuente: Juvinal y Marshek, Fundamentals of Machine design, John Wiley & Sons, Inc., 2000

Con estos valores se procede a hacer el DCL del eje, como se muestra en la figura 90.

Figura 90. Diagrama de cuerpo libre



Fuente: El autor

Las cargas están concentradas en los puntos mostrados. En el punto #1 están las cargas debidas al peso de polea y la transmisión; en el punto #2, están las cargas debidas al peso del conjunto rotor, la carga de rompimiento de las nueces, la carga resistiva del arranque y el momento flexor inducido por la carga de rotura sobre el empotramiento de la placa móvil. Se asume que la carga resistiva está aplicada en el diámetro D9 que es el diámetro de los pernos de la manzana lateral, debido a que estos son los que transmiten la carga al plato, se halla el valor de D7 a partir de la ecuación 25

$$D7 = 260 - 27 - 24 = 209$$

Como el valor de D9 depende de un material estándar del cual aún no tenemos medidas se toma un promedio entre el ØDE3 asumido y el D7 con lo que el D9 para los cálculos es de 134 mm y la fuerza para este punto está dada por

$$F_3 = \frac{(T-T_r)}{D_9} \text{ Ecuación 52}$$

Respecto al momento flexor, se toma el peor de los casos en el cual la fuerza de rotura es aplicada en el extremo de la barra móvil, dando como resultado un momento flexor en el sentido Y con valor de 18, N-m (129,4 x 0,142)

Tabla 16. Cuadro de cargas aplicadas al eje

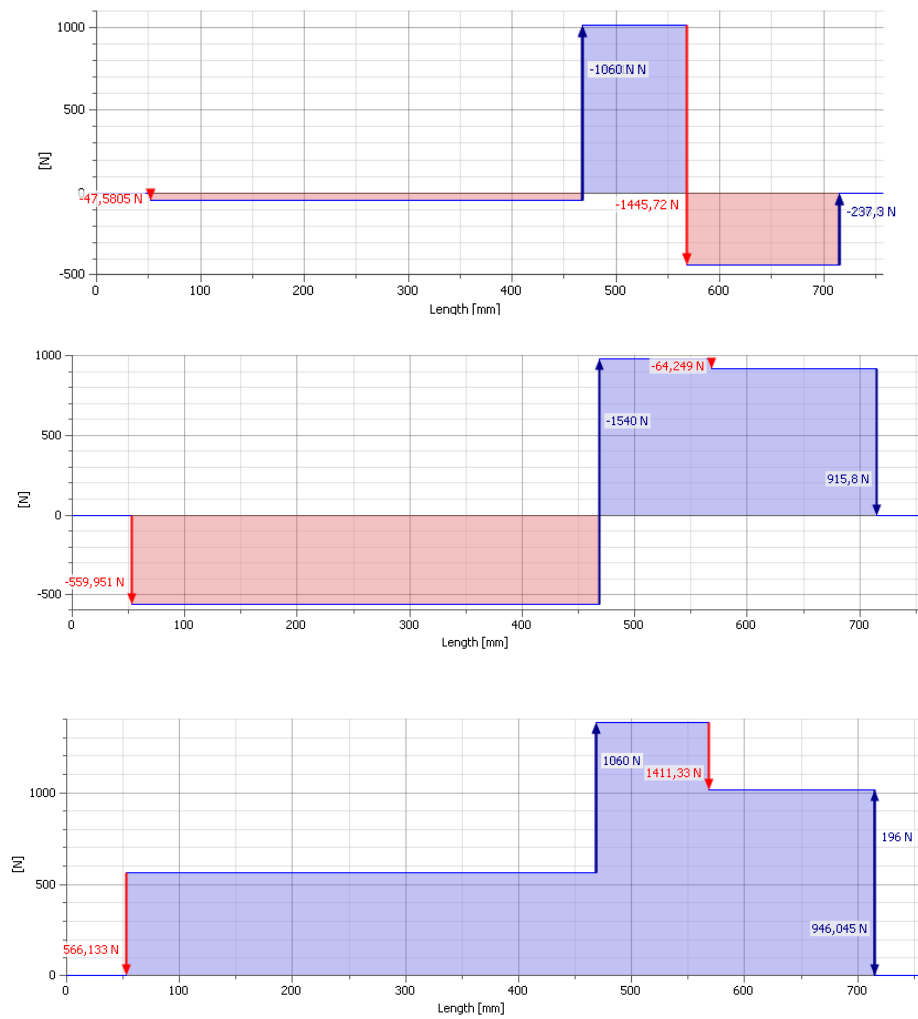
Tipo	Valor	Sentido	Descripción
Punto #1			
Fuerza (N)	-354,3	Y	Componente en - Y de F 1
	795,7	X	Componente en + X de F1
	-41,3	Y	Componente en - Y de F2
	120,1	X	Componente en + X de F2
	-196	Y	Peso del conjunto polea con manguito
Momento Flexor	18,5	Y	Momento flexor debida a la fuerza de rotura
Torque (N-m)	-130	Z	Torque de entrada motor
Punto #2			
Fuerza (N)	-130	X	Fuerza de rompimiento de nueces
	-1060	Y	Peso conjunto rotor
	-1540	X	Fuerza debida al movimiento del equipo (F ₃)
Torque (N-m)	16,9	Z	Torque debido a la rotura de nueces
	103,1	Z	Torque debido a la inercia rotacional del conjunto

Fuente: El autor

Con las cargas ya definidas se continua con los diagramas de carga para el eje.

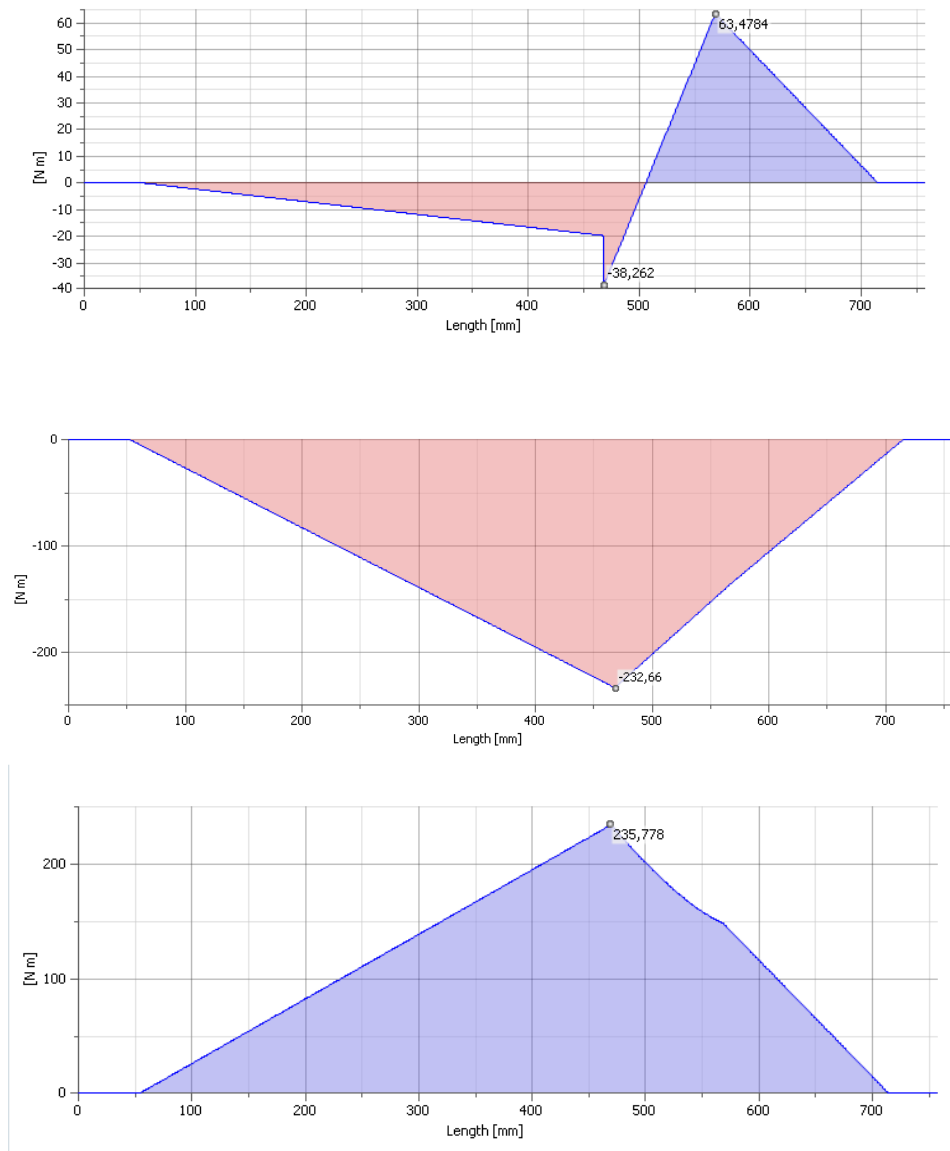
Primero se halla el diagrama de fuerzas

Figura 91. Diagrama de fuerzas, Plano YZ, XY y Carga máxima



Fuente: El autor

Figura 92. Diagrama de momento Plano YZ, XZ y momento máximo



Fuente: El Autor

A partir de los diagramas se escogen tres posibles secciones críticas. La primera es el hombro donde va apoyada la manzana lateral, la segunda es en la cuña de la manzana lateral y la tercera es donde va la tuerca de apriete del conjunto.

A partir de los diagramas el estado de cargas de las secciones es

Tabla 17. Estado de cargas en secciones criticas

Tipo de carga	Valor
Sección #1	
Fuerza (N)	566
Momento (N-m)	215
Torque (N-m)	0
Concentrador de esfuerzo	1,5
Sección #2	
Fuerza (N)	1400
Momento (N-m)	236
Torque (N-m)	120
Concentrador de esfuerzo	2
Sección #3	
Fuerza (N)	1400
Momento (N-m)	190
Torque (N-m)	120
Concentrador de esfuerzo	1,5

Fuente: El autor

Una comparación rápida permite descartar la sección #1 debido a que está menos cargada que la #2 y tiene un menor concentrador de esfuerzo.

El eje al igual que las barras se diseña bajo el criterio de Soderberg, (ecuación 38) se procede con el cálculo de la resistencia por durabilidad modificada.

Para el material del eje se selecciona AISI 1045 debido a su buena maquinabilidad, disponibilidad en el mercado local y buena resistencia a la flexión

$$S'_n = S_n C_g C_s C_r \text{ Ecuación 53}$$

Donde:

S_n = Es el límite a la durabilidad del material $S_u \times 0,5$ ¹³

S_u = Es el límite último del material

S'_n = Es el límite de durabilidad modificado

C_g = Factor de diámetro

C_s = Factor de superficie

C_r = Factor de confiabilidad

Se toma una confiabilidad de 99% lo que da un factor de 0,814 y de acuerdo a la gráfica 64 el factor de superficie queda en 0,78.

Para el factor de diámetro se aplica la siguiente fórmula¹⁴

$$C_g = 1,85D^{-0,19} = 0,85 \text{ Ecuación 54}$$

A partir de estas expresiones se calcula el diámetro de las secciones críticas de acuerdo a la siguiente expresión¹⁵

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3} \text{ Ecuación 55}$$

Donde

M= es el momento de la sección

T= Es el torque de la sección

¹³ Juvinal, Robert C.; Marshek, Kurt M., Fundamentals of Machine design, John Wiley & Sons, Inc. 1992

¹⁴ Fuente: Mott, Robert L., Diseño de elementos de máquinas , Pearson Education, 1992

¹⁵ Fuente: Mott, Robert L., Diseño de elementos de máquinas , Pearson Education, 1992

S_y = Es el límite de fluencia del material

Tabla 18. Cuadro de diseño de secciones críticas

Selección de diámetros para el eje	
Material	AISI 1045
Resistencia ultima (Pa)	5,15E+08
Limite de elasticidad (Pa)	4,85E+08
Seguridad	5
Factor de superficie	0,78
Factor de confiabilidad	0,814
Sección #2	
Factor de diámetro	0,85
Limite de durabilidad modificado	1,39E+08
Fuerza (N)	1400
Momento (N-m)	235
Torque (N-m)	120
Concentrador de esfuerzo	2
Diámetro de diseño (m)	0,056
Sección #3	
Factor de diámetro	0,88
Limite de durabilidad modificado	1,44E+08
Fuerza (N)	1400
Momento (N-m)	190
Torque (N-m)	120
Concentrador de esfuerzo	1,5
Diámetro de diseño (m)	0,047

Fuente: El autor

Como se puede apreciar ambas son zonas críticas pero se parte para el diseño del eje de la sección #2, que es el $\emptyset DE_3$, este valor se aproxima a 60 mm que es el diámetro que se asumió. Por lo que los valores de longitud para el eje se mantienen.

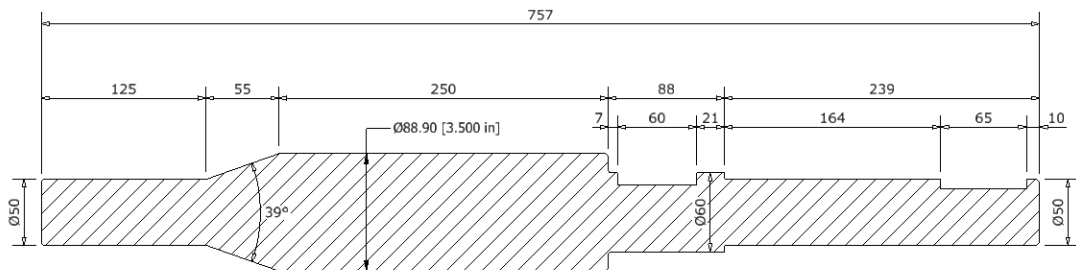
El valor para $\varnothing DE_4$ se toma como el siguiente diámetro nominal a los 60 mm (2,36") se propone utilizar eje de 3" pero al solo presentar 8 mm para el hombro de la manzana se elije finalmente un eje de 3 1/2" para la medida $\varnothing DE_2$.

De la ecuación 34 se obtiene el valor de LT

$$LT = \frac{88,9 - 50}{\tan 3196^\circ} = 56 \text{ mm}$$

Estas son las medidas generales finales del eje

Figura 93. Medidas finales del eje

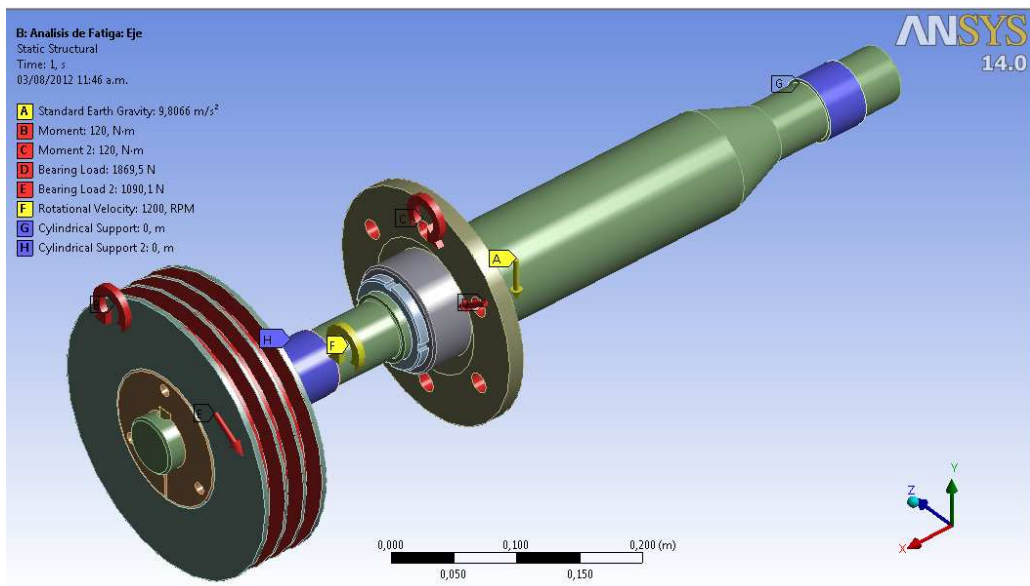


Fuente: El autor

El eje también se verifica con ANSYS®

Se asignan las cargas y soportes de la tabla 16

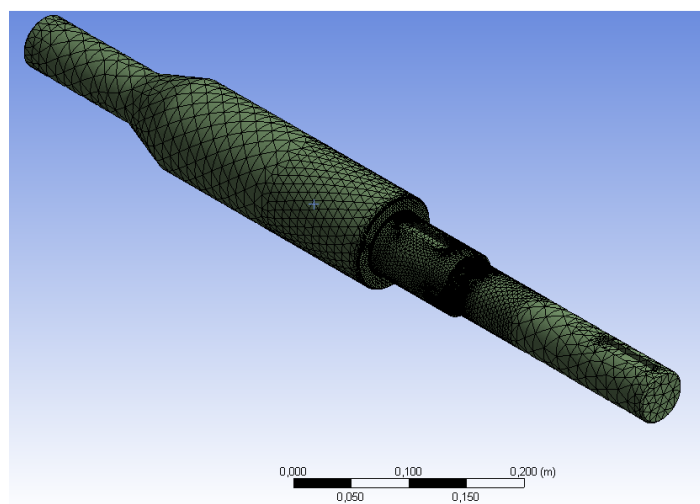
Figura 94. Cargas y soportes simulación eje



Fuente: El autor

El enmallado es de tipo mecánico, con una relevancia de 20, un tamaño de elemento predeterminado y un suavizado medio.

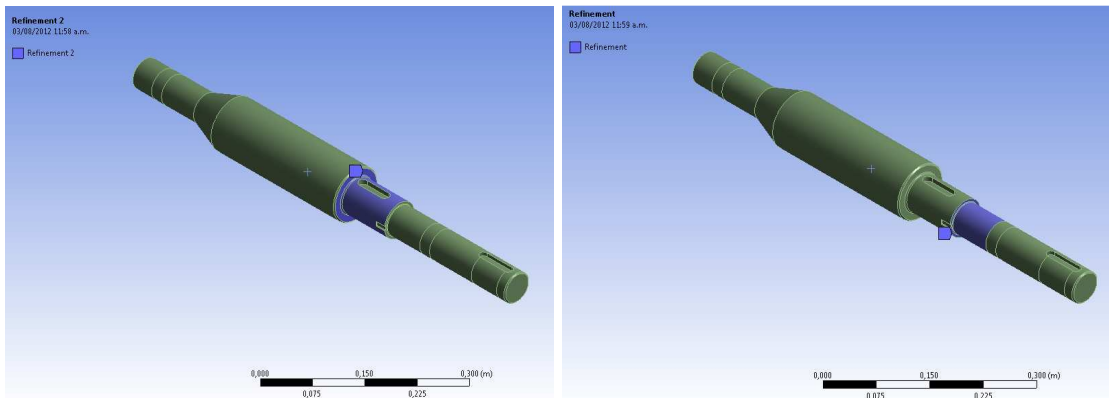
Figura 95. Enmallado simulación eje



Fuente: El autor

Se hacen dos refinados de malla grado 2 en las secciones de diseño.

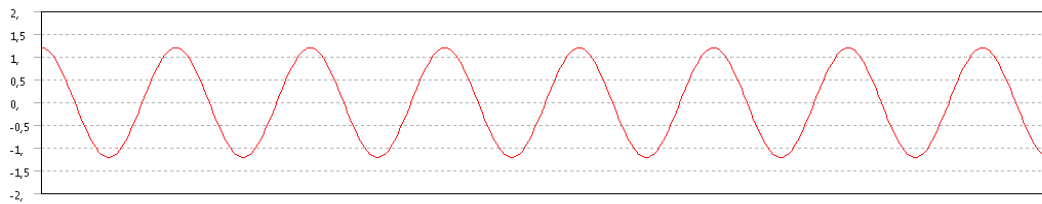
Figura 96. Refinados de malla simulación eje



Fuente: El autor

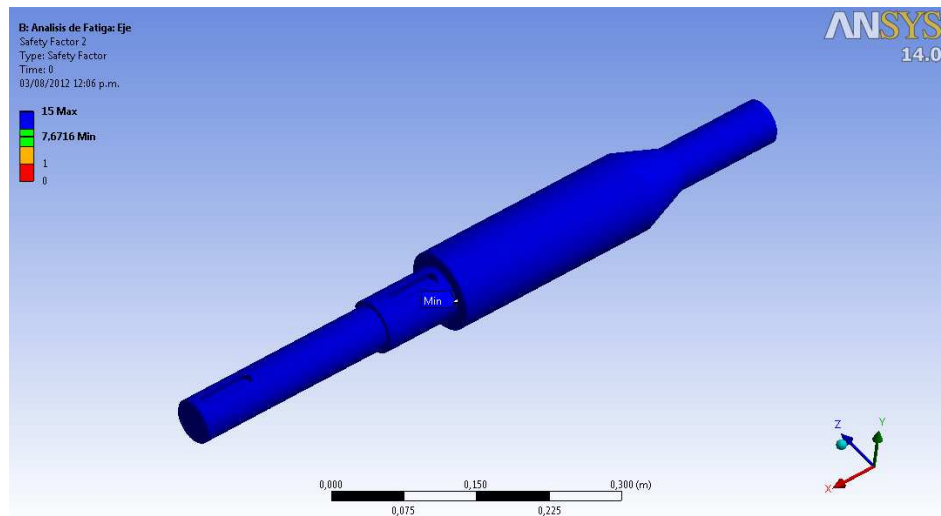
Se usa Soderberg y fatiga totalmente reversible con un factor de escala de 1,2 y un factor de fatiga de 0,64

Figura 97. Amplitud de carga de diseño para el eje



Basados en estos parámetros se halla la seguridad del eje

Figura 98. Factor de seguridad eje.



Fuente: El autor

Como se puede observar la seguridad presenta un valor de 7,6 y es más alta que la encontrada, esto puede ser debido a que los apoyos en la simulación por tener área distribuyen mejor la carga y disminuyen los esfuerzos.

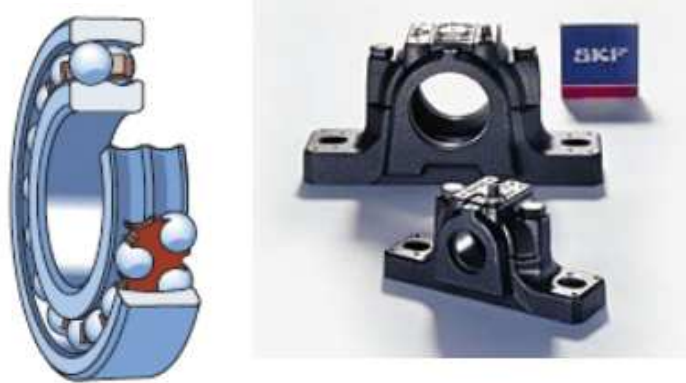
3.4.6 Diseño de Rodamientos

A partir de las reacciones mostradas en los diagramas de carga del eje se obtienen las fuerzas para el diseño de los rodamientos. Se toma como referencia el rodamiento que está más cerca de la polea conducida ya que es el que presenta los mayores valores.

El tipo de rodamiento a utilizar son rodamientos de bolas auto alineantes montado sobre una chumacera estándar SNL. Se elije este tipo de rodamiento debido a que acepta grandes desalineamientos y presentan la menor fricción entre rodamientos de este tipo, lo que se traduce en ahorros de energía y menores temperaturas de operación. La chumacera tipo SNL es especialmente diseñada para trabajar con

este tipo de rodamientos dando un buen alojamiento y evita mecanizados tanto del eje, ya que no se necesitan hombro para los rodamientos por ir montados sobre manguitos de fijación, como mecanizados para el alojamiento.

Figura 99. Rodamientos autocentrantes y soportes tipo SNL



Fuente: El autor

El siguiente paso es seleccionar el rodamiento, como se parte de un diámetro fijo y los rodamientos deben estar montados con manguito de fijación, para la chumacera tipo SNL, se tiene dos opciones 1211 K y 2211K, como sus precios son bastante similares se verifica la vida para el rodamiento más grande.

Para hallar la vida del rodamiento se usa el método del fabricante (SKF)¹⁶ ya que es la mejor manera de tener confiabilidad de los datos encontrados.

El método parte de un factor de suciedad que afecta a la vida útil del sistema

¹⁶ Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

Figura 100. Factores de limpieza para diferentes tipos de ambientes

Condition	Factor η_c ¹⁾ for bearings with diameter	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Extreme cleanliness Particle size of the order of the lubricant film thickness Laboratory conditions	1	1
High cleanliness Oil filtered through an extremely fine filter Conditions typical of bearings greased for life and sealed	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Normal cleanliness Oil filtered through a fine filter Conditions typical of bearings greased for life and shielded	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Slight contamination Slight contamination of the lubricant	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Typical contamination Conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles, and ingress from surroundings	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Severe contamination Bearing environment heavily contaminated and bearing arrangement with inadequate sealing	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Very severe contamination Under extreme contamination, values of η_c can be outside the scale resulting in a more severe reduction of life than predicted by the equation for L_{10m}	0	0

Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

A pesar que el tipo de chumacera posee sellos de labio, los cuales aíslan de muy buena manera los rodamientos del ambiente exterior, es común en la industria dejar este tipo de elementos desatendidos así que se opta por un factor de contaminación típica de 0,1

El siguiente paso es hallar la carga equivalente. De la Simulación del eje obtenemos las cargas a aplicar :

Tabla 19. Cargas sobre rodamiento

Cargas sobre el rodamiento	
X	336
Y	-1800
Z	157
Fuerza radial	1831

Fuente: El autor

Se introducen estos datos al módulo de carga equivalente de SKF.

Figura 101. Cálculo de carga equivalente SKF

Bearing	2211 EKTN9 + H 311		
C [kN]	<input type="text" value="39"/>		
C ₀ [kN]	<input type="text" value="13.4"/>		
F _r [kN]	<input type="text" value="1831"/>		
F _a [kN]	<input type="text" value="157"/>		
	<input type="button" value="Calculate"/>		
e	<input type="text" value="0.23"/>		
X	<input type="text" value="1"/>	X ₀	<input type="text" value="1"/>
Y	<input type="text" value="2.7"/>	Y ₀	<input type="text" value="2.8"/>
P [kN]	<input type="text" value="2255"/>	P ₀ [kN]	<input type="text" value="2271"/>
L ₁₀ [Mrev]	<input type="text" value="0"/>		

Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

El siguiente valor a encontrar es la viscosidad de operación

La grasa seleccionada para la lubricación es una grasa multipropósito grado 2

Figura 102. Propiedades grasa multipropósito grado 2

Table 1: SKF greases - technical specifications and characteristics

Part 1: Technical specifications

Designation	Description	NLGI class	Thickener/base oil	Base oil viscosity at		Temperature limits	
				40 °C	100 °C	LTL ¹⁾	HTPL ²⁾
-	-	-	-	mm ² /s		°C	
LGMT 2	All purpose industrial and automotive	2	Lithium soap/mineral oil	110	11	-30	+120

Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

Se ingresan los datos al modulo de viscosidad de SKF y se obtiene la viscosidad de trabajo

Figura 103. Cálculo de viscosidad de trabajo para el rodamiento

Viscosity

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

Viscosity at operating temperature for a known lubricant
 Insert the viscosity of the actual lubricant to be used

for viscosity index VI=95
 when two viscosity / temperature points known

Temperature [°C]	Viscosity [mm ² /s]
40	110
100	11

Grease specifications
 SKF greases:
 SKF greases for sealed bearings and SKF E2 spherical roller bearings
 Deep groove ball bearings
 Stainless steel deep groove ball bearings
 Y-bearings, ball bearing units
 Double row angular contact ball bearings
 Self-aligning ball bearings
 Double row full complement cylindrical roller bearings
 Spherical roller bearings
 SKF Energy Efficient (E2) spherical roller bearings
 Roller bearing units

See section "Lubrication conditions - the viscosity ratio κ "

Required viscosity

Bearing: 2211 EKTN9 + H 311

d [mm]: 55
 D [mm]: 100
 n [r/min]: 1200
 Operating temperature [°C]: 70
 Reference temperature for viscosity [°C]: 40

Operating temperature [°C]: 70

Required viscosity at operating temperature ν_1 [mm²/s]: 12.2
 Required viscosity at reference temperature for lubricant with VI=95 to get $\kappa=1$ at operating temperature: 36.2

Operating viscosity ν [mm²/s]: 28
 $\kappa (\nu/\nu_1)$: 2.3

Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

Ya con todos los datos se procede a calcular la vida del rodamiento

Figura 104. Cálculo vida del rodamiento

Bearing life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.
 See section "SKF rating life"

Select η_c : 0.1

Bearing: 2211 EKTN9 + H 311

d [mm]: 55
 D [mm]: 100
 C [kN]: 39
 P_u [kN]: 0.7
 P [kN]: 2.25
 n [r/min]: 1200
 ν [mm²/s]: 28

Calculate

κ : 2.3
 ν_1 : 12.2
 a_{SKF} : 1.16

L_{10} : 5210
 L_{10h} : 72300

L_{10m} : 6050
 L_{10mh} : 84000

Old a_{23} method for comparison
 a_{23} : 1.73
 L_{10a} : 9030
 L_{10ah} : 125400

For grease lubricated bearings, please check the grease life. See section "Grease lubrication"
 For calculation of two bearings on a shaft, see the program "SKF Bearing Select"
 For calculation of the contamination factor η_c , see the program "SKF Bearing Select"

Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

El valor a revisar son las horas de trabajo esperadas modificadas (L_{10mh}) que son las que se obtienen por el método de SKF. Este valor está en 84000 h que son aproximadamente 10 años trabajando 24 h, por que se concluye que el diseño está gobernado por el eje.

3.4.7 Placa móvil

Al tener definido en su totalidad las dimensiones de la barra móvil, se define la geometría final de la placa se presenta en el siguiente cuadro:

Tabla 20. Resumen dimensiones generales placa móvil

Geometría de la placa (m)	
D1	262
D2	400
D3	560
D4	600
EPM	19,05
Chaflán	2

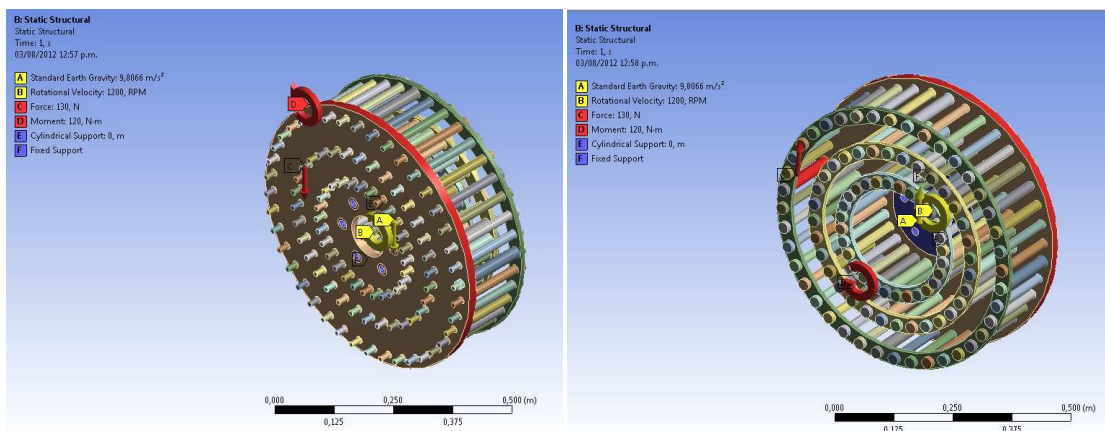
Fuente: El autor

A partir de estas medidas se generan los planos y los modelos para la verificación de seguridad.

A falta de un buen modelo para aplicar en esta situación se opta por realizar al verificación en ANSYS.

Las cargas, soportes y situaciones de diseño son las mismas utilizadas en la simulación de las barras móviles, con la diferencia que va con medidas finales y con todos los elementos ensamblados.

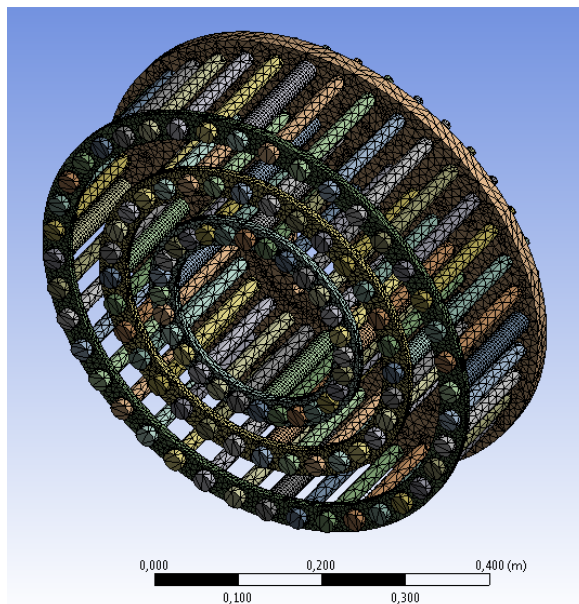
Figura 105. Cargas y soportes simulación placa móvil.



Fuente: El autor

El enmallado del conjunto se realizó bajo la preferencia mecánico estructural, con una relevancia de 50, con un suavizado medio y una transición rápida.

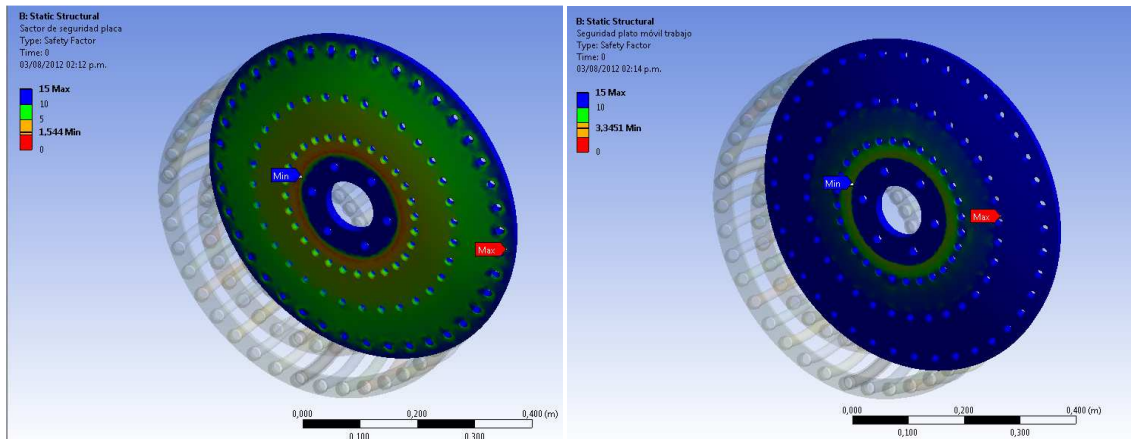
Figura 106. Enmallado simulación placa móvil



Fuente: El autor

Para la carga de arranque se tiene una seguridad de 1,5 y para carga de trabajo, de 3,3. Estos valores se consideran aceptables para las condiciones de trabajo dadas.

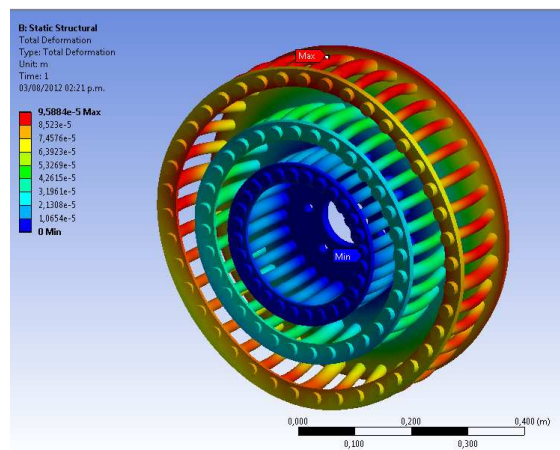
Figura 107. Seguridad a arranque y a carga de trabajo placa móvil.



Fuente: El autor

Se verifica la deformación del conjunto

Figura 108. Deformación conjunto rotor sin eje



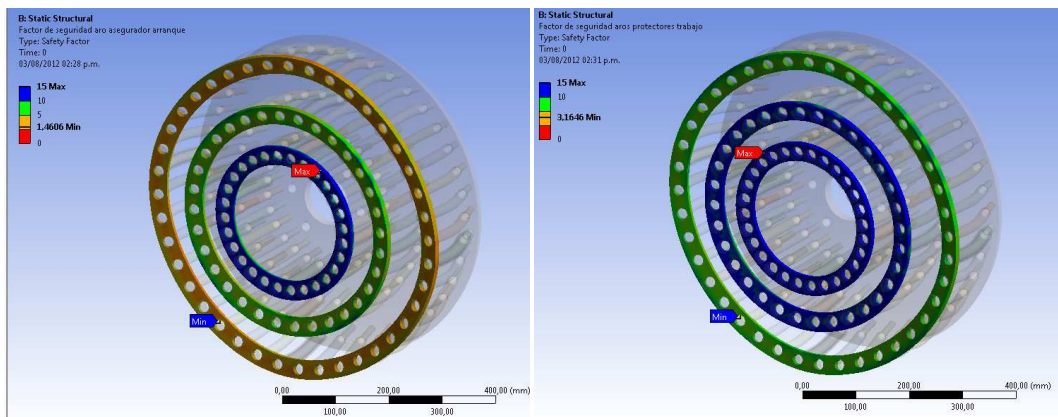
Fuente: El autor

Como se puede apreciar la deformación del conjunto en su mayor punto no supera la décima de milímetro por lo que no se deben presentar problemas por deformaciones excesivas debidas a la rotación.

Con el mismo experimento se verifican las medidas para los aros protectores, bujes y se reevalúa la seguridad en las barras móviles con medidas finales de la placa y todas en conjunto.

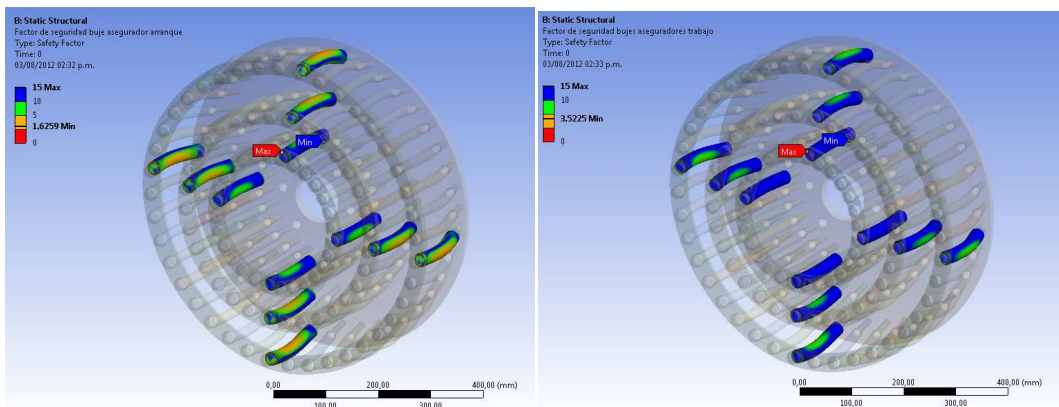
Como se puede apreciar en las figuras 108, 109 y 110 la seguridad para los aros protectores es de 1,46 y 3,16 para carga de arranque y de trabajo; para el buje asegurador es de 1,6 y 3,5 para carga de arranque y de trabajo y por último para las barras móviles es de 2,5 y 4,1 para carga de arranque y de trabajo respectivamente. Estos valores son adecuados para las condiciones de trabajo del equipo.

Figura 109. Factores de seguridad aros protectores para arranque y trabajo



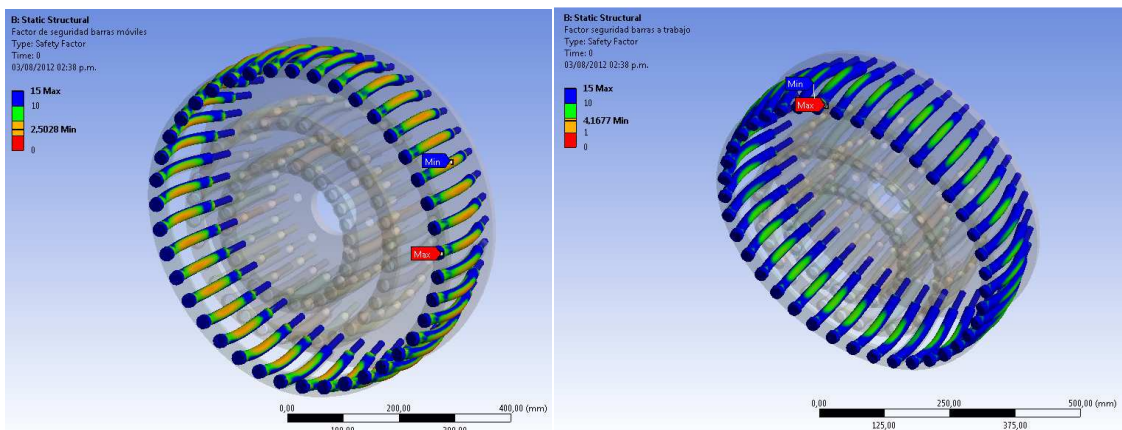
Fuente: El autor

Figura 110. Factores de seguridad bujes aseguradores para arranque y trabajo



Fuente: El autor

Figura 111. Factores de seguridad barras móviles arranque y trabajo



Fuente: El autor

3.4.8 Manzana lateral

Este elemento se fabrica en dos partes como se explicará en el capítulo de fabricación, por lo que la medida D8 es una dimensión 5 mm menor a la medida nominal del material que es barra perforada T-1518; los 5 mm se deben al mecanizado que toca hacerle al material debido a que este no es calibrado. Por lo que la tabla de medidas queda en:

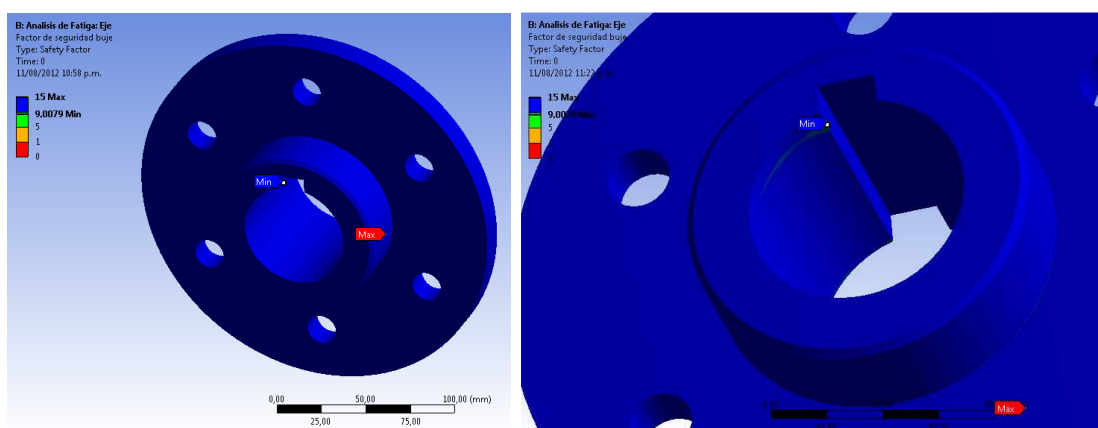
Tabla 21. Resumen dimensiones principales manzana lateral

Geometría de la manzana lateral (mm)	
D7	209
D8	95
D10	60
D9	152
LC	60
AML	74
EBM	14

Fuente: El autor

La seguridad del conjunto se verifica a partir de la simulación del eje. Se toma la misma simulación, se aísla el elemento y se obtienen los resultados de la seguridad.

Figura 112. Factor de seguridad manzana lateral



Fuente: El autor

Como se puede apreciar en la figura la seguridad presentada por la manzana es de 9 valor bastante grande, pero al ser un elemento diseñado a partir del diámetro del eje y de elementos comerciales no se puede disminuir espesores sin incurrir en un costo extra de mecanizado.

3.4.9 Carcasa

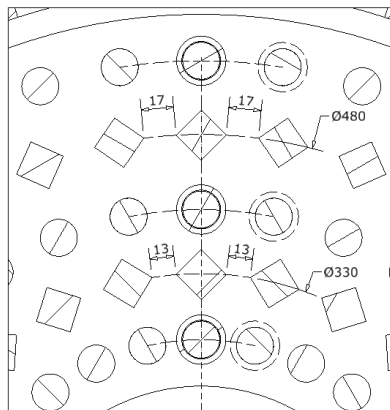
Lo primero a definir de la carcasa es la distribución de las barras fijas, a partir de las ecuaciones 20 y 21 se obtienen los valores para los diámetros de paso de las dos hileras de barras fijas.

$$B1 = 262 + 2 \times 8 + 26,7 + \sqrt{2(19)^2} = 332 \cong 330$$

$$B2 = D1 + 2(14) + 4(8) + 3 \left(26,7 + \sqrt{2(19)^2} \right) = 483 \cong 480$$

A partir de estos valores se asumen una cantidad de barras de 26 y 34 para las del diámetro B1 y B2 respectivamente recordando que el valor debe ser par pero no múltiplo de 4, a partir de estas condiciones se verifica el paso diametral de las barras fijas, DB_1 y DB_2 .

Figura 113. Distancias perimetrales barras fijas

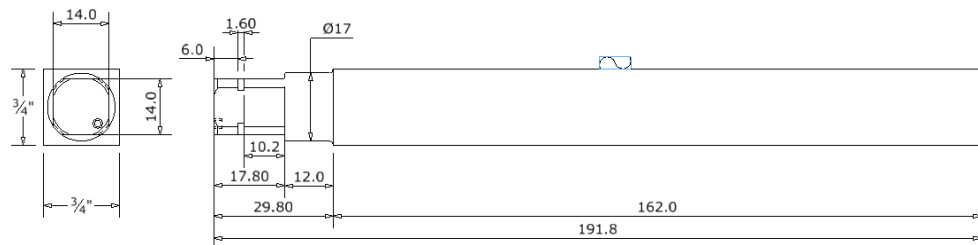


Fuente: El autor

Como se puede apreciar en la figura los valores están de acuerdo a los parámetros seleccionados.

Respecto al diseño de la barra fija se parte de una barra cuadrada en SAE 1020 de 3/4", se planea dejar esta medida nominal ya que el material se pide calibrado; para la sujeción de la barra sobre la tapa frontal se deja un diámetro de 17 mm, se puede trabajar con esta medida debido a que la tapa posterior se fabrica por medio de corte en láser y no con perforado tradicional. Para la ubicación de la barra sobre los aseguradores se fabrica un cuadrante de 14 mm y finalmente sobre este cuadrante se realiza la ranura para la chaveta circular que afianza axialmente el elemento.

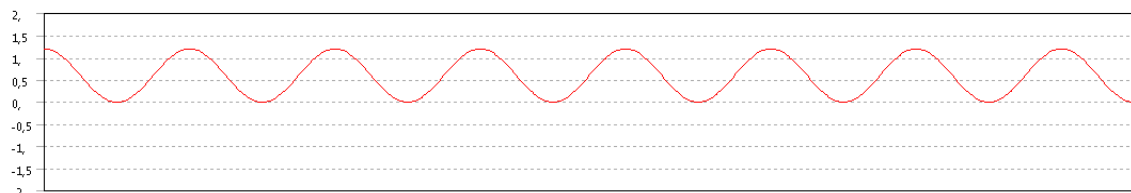
Figura 114. Medidas finales barra fija



Fuente: El autor

Teniendo ya las medidas definidas se verifica la seguridad de la barra fija, para este elemento solo se simula la carga de trabajo, la cual parte de un valor cero de no rotura y llega a una carga máxima a carga completa. Se asume un factor de escala de 1,2, un factor de resistencia a la fatiga de 0,64 y al igual que en las simulaciones anteriores el criterio de fallo es Soderberg.

Figura 115. Amplitud carga de trabajo simulación barras fijas

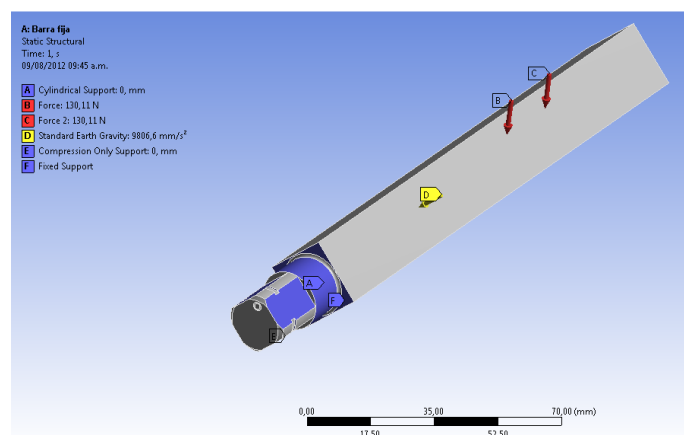


Fuente: El Autor

Las cargas que afectan a la barra son solamente su peso y una carga de rotura de 130 N. Para simular la peor situación posible se coloca la carga de rotura en dos cantos de la barra, lo que sería una rotura de dos filas de nueces al mismo tiempo. Sobre la misma barra además se coloca la gravedad en el mismo sentido de estas fuerzas.

Para la sujeción de la barra se tienen un apoyo cilíndrico dado por la tapa posterior, un soporte a compresión que brindan los aseguradores y un soporte fijo sobre la cara plana interna de la barra fija.

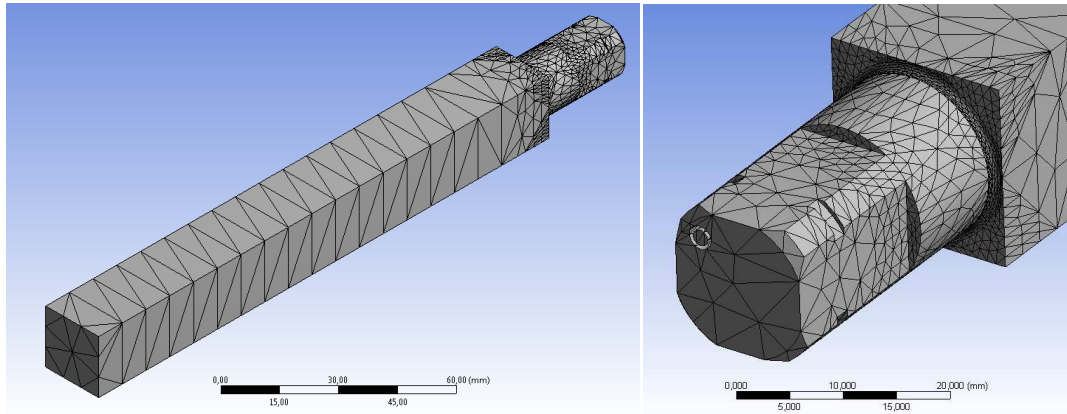
Figura 116. Cargas y apoyos simulación barras fijas



Fuente: El autor

El enmallado es de tipo mecánico, con una relevancia de 20, un tamaño de elemento predeterminado y un suavizado medio. Se hace un refinado sobre la superficie donde se encuentra la posible zona de falla, que es en la parte del empotrado y del redondeo

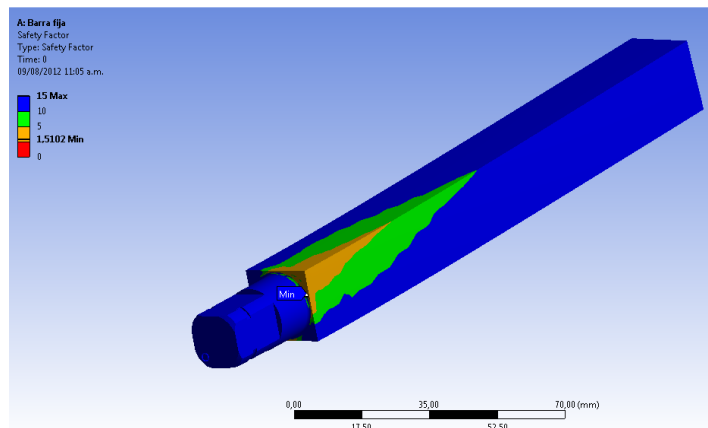
Figura 117. Enmallado simulación barras fijas



Fuente: El autor

Para la barra se tiene una seguridad a carga de trabajo de 1,5, valor que a pesar de que es pequeño en comparación con la seguridad obtenida en simulaciones anteriores, se considera válido ya que se tomó el peor de los casos posibles y una teoría de fallo bastante conservadora.

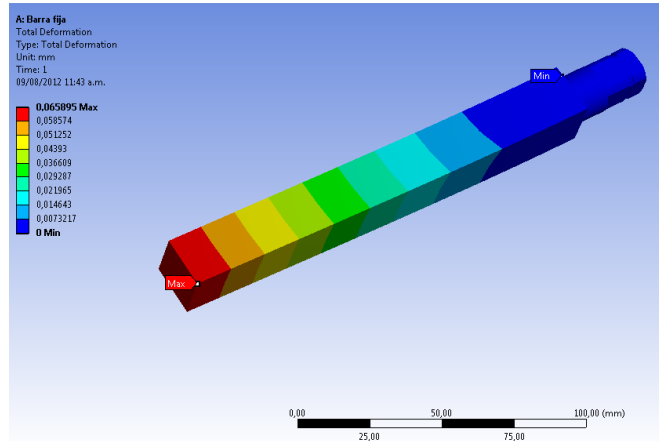
Figura 118. Factor de seguridad barra fija



Fuente: El autor

Respecto a la deflexión el elemento presenta un valor de aproximadamente 0,06 mm valor que no es representativo para el diseño.

Figura 119. Deformación simulación barra fija



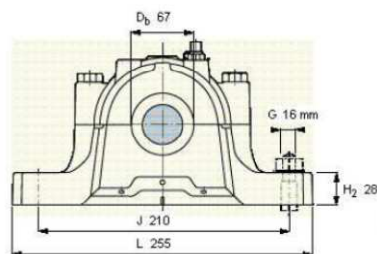
Fuente: El autor

Respecto al aislante se eligió una lámina de PROLON NA de 7 mm (ver propiedades en el anexo C) , este material es un nylon Tipo Cast Natural que presenta una buena estabilidad química, una alta temperatura de trabajo (100 C°) y una dureza de Shore de 85D; propiedades que ayudan a aislar las posibles vibraciones del rotor y a tener una mayor vida útil.

Al tener ya definida la chumacera a utilizar (SNL 511) y la distancia OC se pueden definir todas las medidas del soporte posterior.

Del catalogo de la SKF tenemos que:

Figura 120. Dimensiones generales chumacera SNL 511 SKF



Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

De la figura anterior se tiene que el largo de la chumacera LCH es 255 mm y de la figura 83 se tiene que HCH es 70mm

De la ecuación 24 se obtiene la dimensión del largo para el soporte posterior.

$$LSP = 2((495 - 70 - 7) \times \text{seno}(6)) + 10 + 255 = 352$$

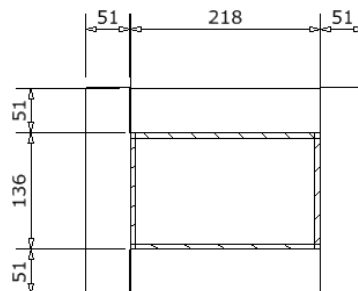
Las siguientes medidas a definir de la carcasa son las bocas de cargue y descargue, se toma como medida base de estos elementos el valor de ASC que es el ancho soporte carcasa y es el mismo ancho de las bocas.

De acuerdo a la ecuación 23 se obtiene este valor

$$ASC = AC - 2EB - ETP - ETF - 52 = 136$$

Para el ancho de la boca de entrada se toma una relación de 1,6 veces quedando el largo de la boca en 218 mm finalmente para las bridas se elige platina de 2" x 1/4", la boca de entrada con las siguientes dimensiones:

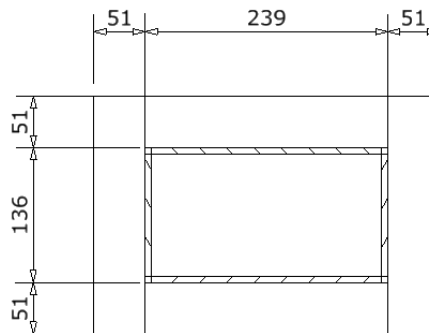
Figura 121. Dimensiones generales boca de cargue



Fuente: El autor

Para la boca de salida se parte de la figura 47 para hallar la altura final del descargue, esta se debe a que hay que dejar un espacio de aproximadamente de 7 mm entre la parte inferior de la base y la parte final de la boca; el ancho de la boca queda igual al de la entrada, pero el largo se aumenta por el cambio de densidad del producto al romperse, por lo que la boca de salida queda con las siguientes dimensiones.

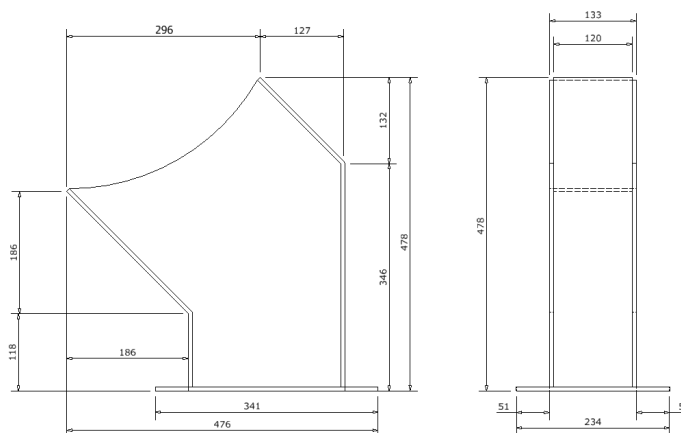
Figura 122. Dimensiones salida boca de descargue



Fuente: El autor

La otras dimensiones se obtienen por construcción quedando de la siguiente manera:

Figura 123. Dimensiones generales boca de descargue



Fuente: El autor

A continuación se presenta un cuadro resumen de medidas generales de la carcasa a partir de las cuales se hace el modelo.

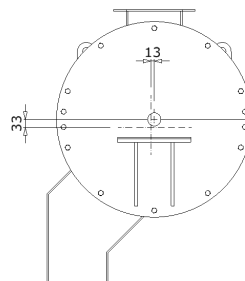
Tabla 22. Resumen medidas generales carcasa

Geometría de la carcasa (mm)	
B1	332
B2	483
D5	638
D6	765
OC	495
EB	12,7
AC	239
LBF	162
ASC	136
ETF	13
ETP	13
ABC	288
EAI	7
LSP	352

Fuente: El autor

La última medida a encontrar del conjunto es el largo de la base de la carcasa para hallar esta medida se modela todo el conjunto y se halla el centro de gravedad.

Figura 124. Ubicación centro de gravedad carcasa sin soporte

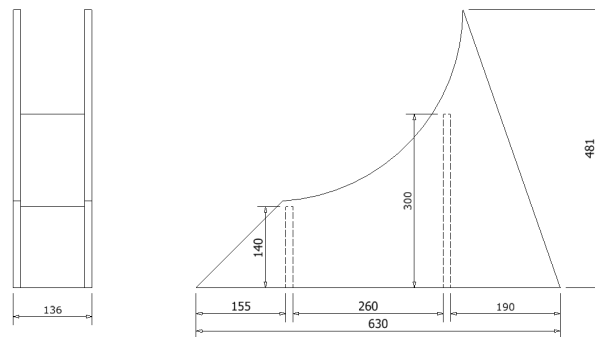


Fuente: El autor

Como se puede apreciar en la figura anterior el centro de gravedad está hacia adelante del centro geométrico del cuerpo, además, que a pesar de que está debajo el valor es muy pequeño, esto se corrige con el soporte del cuerpo.

Este elemento está construido en lámina SAE 1020 de 1/2" de espesor mediante 4 láminas y tiene las siguientes medidas:

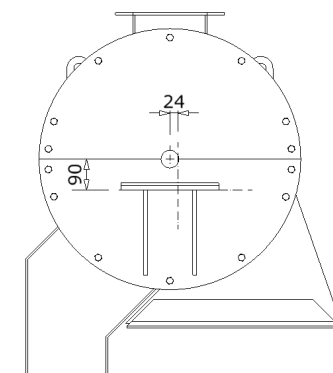
Figura 125. Soporte carcasa



Fuente: El autor

Al implementar el ensamble del soporte carcasa el centro de gravedad del conjunto se mueve a la siguiente posición.

Figura 126. Ubicación centro de gravedad carcasa con soporte

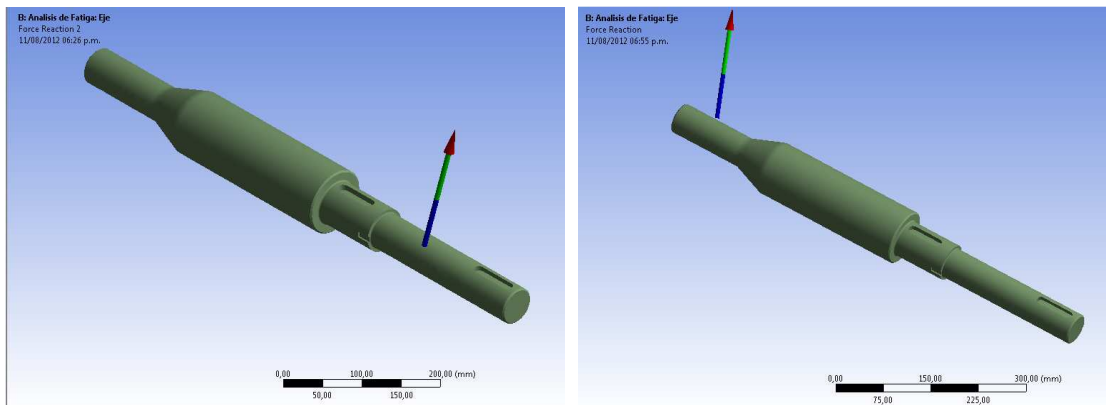


Fuente El autor

Con las medidas mostradas en la figura se garantiza una buena estabilidad conjunto.

Al tener ya todas las medidas referentes a la carcasa definidas se procede a verificar la seguridad del conjunto. Para hacer esto se enlaza esta nueva simulación con la anterior hecha al rotor, se extraen las reacciones de los rodamientos, que son representadas por los soportes cilíndricos G y H, y se cargan sobre la carcasa y el soporte posterior.

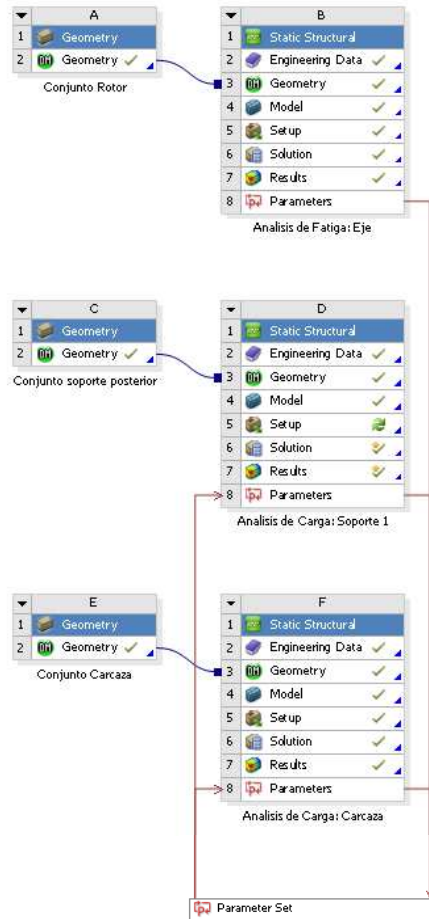
Figura 127. Reacciones simulación eje



Fuente: El autor

A continuación se muestra un esquema de cómo están enlazadas las simulaciones.

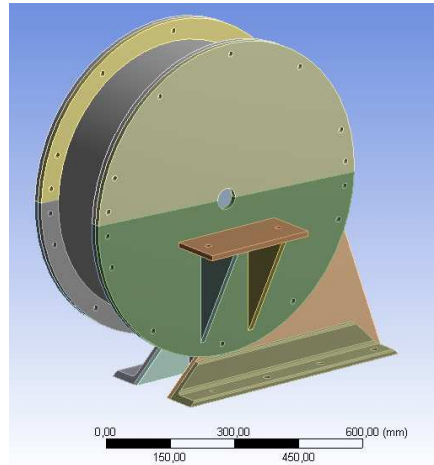
Figura 128. Enlaces simulaciones



Fuente: El autor

El modelado de la carcasa se aligeró para obtener resultados más rápidos y precisos de las simulaciones ya que elementos como las bocas de cargue y descargue y los aseguradores no aportan resistencia al equipo y tampoco se ven afectados por la carga impuesta por el eje, así que el modelo queda de la siguiente manera.

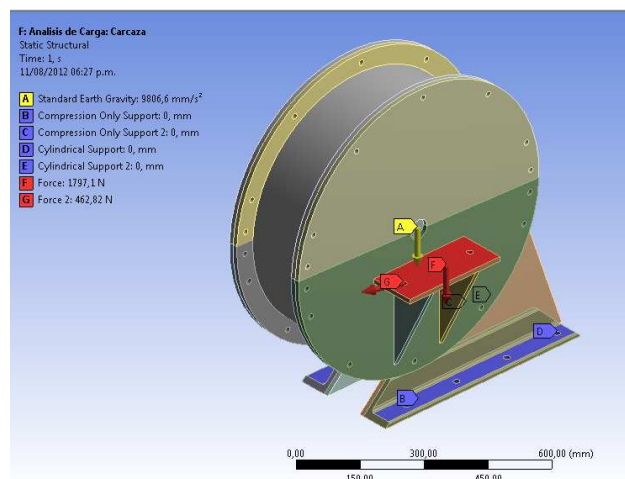
Figura 129. Ensamble simulación carcasa



Fuente: El autor

A partir de los valores de las reacciones del eje se colocan las cargas sobre la carcasa, la fuerza en Y se coloca sobre la ménsula de la chumacera y las fuerzas en X y en Z se cargan sobre los agujeros de la chumacera, los apoyos son de solo compresión debido a que en la base se instaló una banda de plástico y los tornillos se asumen como apoyos cilíndricos.

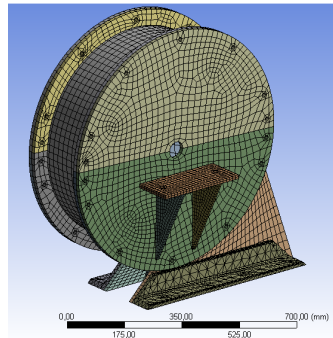
Figura 130. Cargas y apoyos simulación carcasa



Fuente: El autor

El enmallado es de tipo estructural, con una relevancia de 50, un suavizado medio y una transición rápida.

Figura 131. Enmallado simulación carcasa

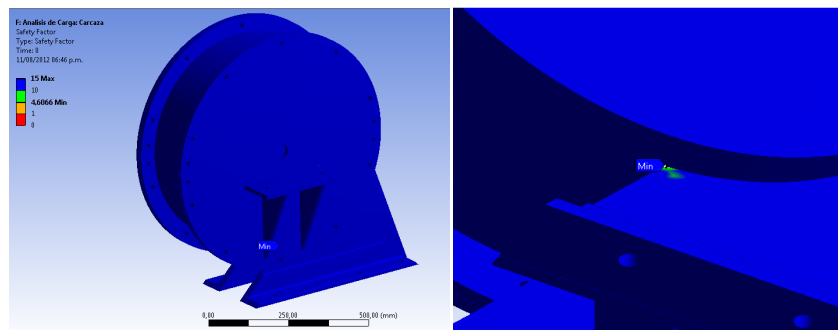


Fuente: El autor

El factor de seguridad a carga estática para todo el conjunto es de más de 15 resultado que, a pesar de ser muy grande, se considera satisfactorio ya que carcasa debe ser lo suficientemente robusta para soportar condiciones externas desfavorables como golpes.

También se revisó la seguridad a carga cíclica de trabajo, partiendo desde un instante 0 sin cargas sobre el conjunto, hasta un valor máximo. Las condiciones de factor de durabilidad y de teoría de fallo son las mismas que para la simulación de las cargas fijas

Figura 132. Seguridad carga de trabajo carcasa



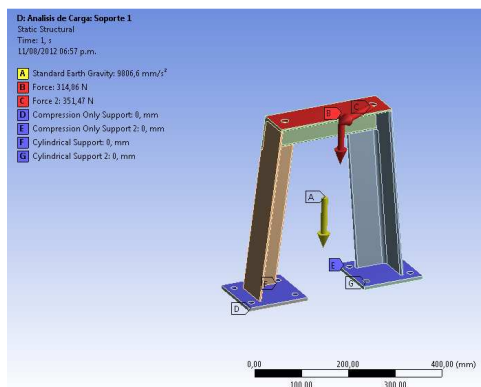
Fuente: el autor

Como se puede apreciar en la figura toda la carcasa presenta un factor de seguridad mayor a 15 exceptuando la punta de la unión entre el soporte de la carcasa y el cuerpo, que tiene un valor de 4,6; Estos resultados son buenos y aseguran una carcasa robusta apta para trabajar en campo.

El mismo procedimiento se realiza con el soporte posterior.

Los soportes se asumen de la misma manera al igual que las cargas impuestas

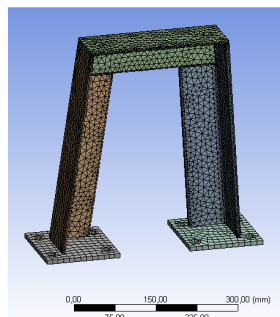
Figura 133. Soportes y cargas soporte posterior



Fuente: El autor

El enmallado se realiza de la misma manera que el de la carcasa

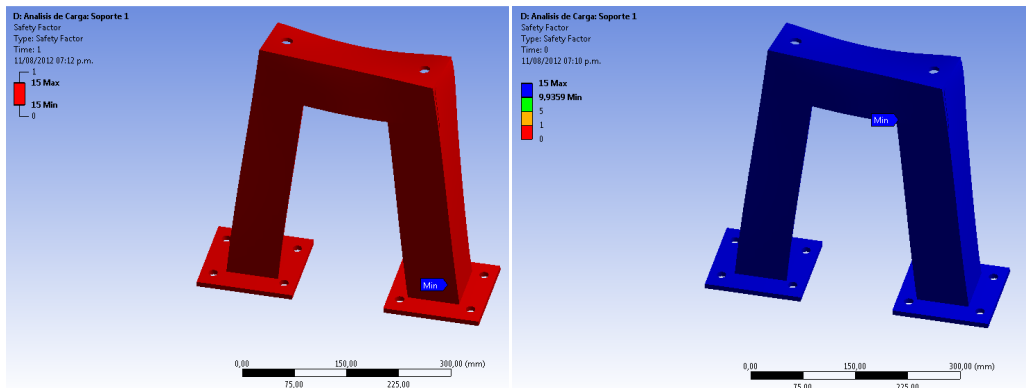
Figura 134. Enmallado soporte posterior



Fuente: El autor

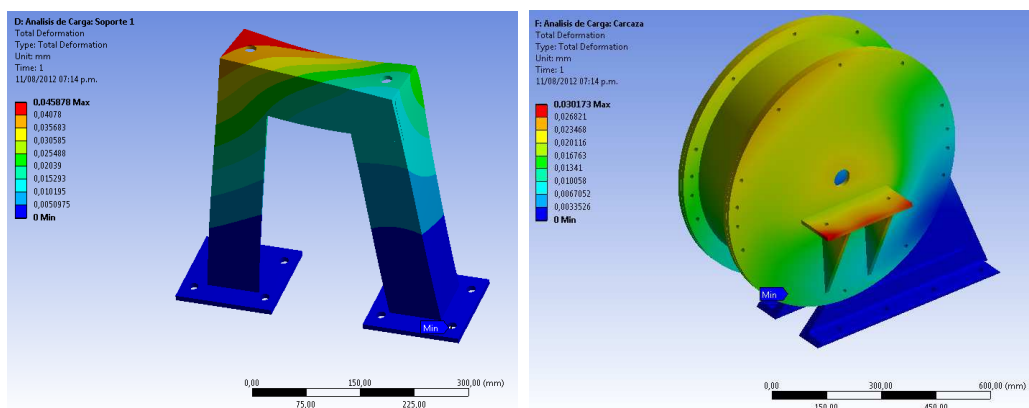
La seguridad a carga estática tiene un valor de 15 y a carga de trabajo de 9,9, se podría pensar en escoger un ángulo de sección menor pero este valor está ligado al ancho de la chumacera así que se mantiene esta selección.

Figura 135. Factor de seguridad a carga estática y trabajo



Respecto a la deformación se mide en los puntos de apoyo de la chumacera en ambos conjuntos para verificar cuál es el desplazamiento relativo entre las dos bases, esta verificación se hace con el objetivo de verificar si el rodamiento es capaz de absorber este desalineamiento.

Figura 136. Deformación soporte posterior y carcasa



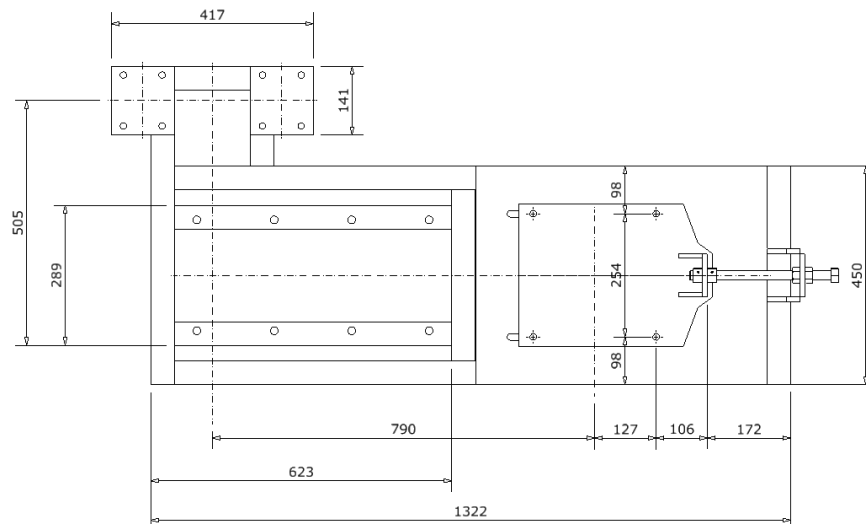
Fuente: El autor

Como se puede apreciar en la figura la deflexión total no supera la décima del milímetro, y como el rodamiento puede soportar deflexiones de hasta $1,5^\circ$ se considera satisfactoria la rigidez de la carcasa.

3.4.10 Base

A partir de los valores encontrados, de las medidas del motor y de la ubicación de las poleas se hallan las medias finales para la base.

Figura 137. Medidas generales base



Fuente: El autor

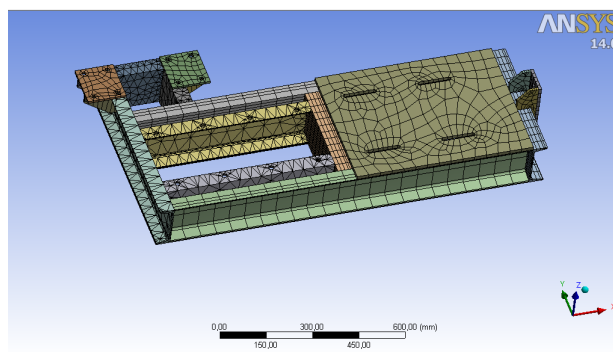
Al igual que se hizo con el eje y la carcasa, las reacciones de la carcasa pasan a ser las cargas de la base con el objetivo de verificar su resistencia, además de estos valores, se deben colocar las cargas debidas al peso del motor y la fuerza que hace el tornillo tensor debida a la transmisión por correas.

De la figura 76 se obtiene el peso del motor (114 kg) y de la tabla 16 se tiene la fuerza en X para el tensor (915 N).

Se asume un perfil en C de 6" x 8,2 lbs/pie como sección para todos los perfiles, el material de los perfiles es SAE A-36.

El enmallado es de tipo mecánico, con una relevancia de 50, un suavizado medio y tamaño de elemento estándar.

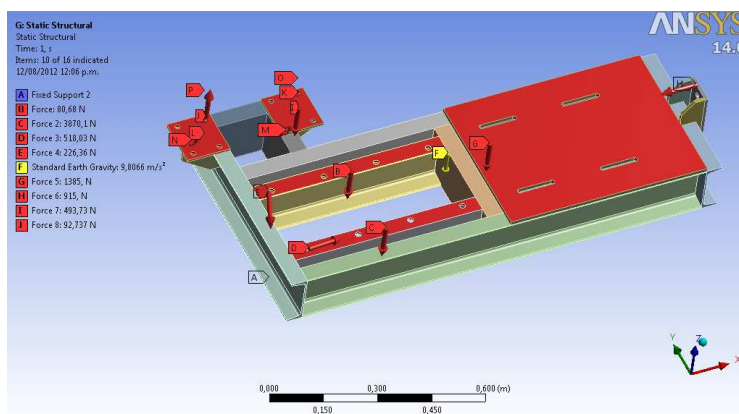
Figura 138. Enmallado simulación base



Fuente: El autor

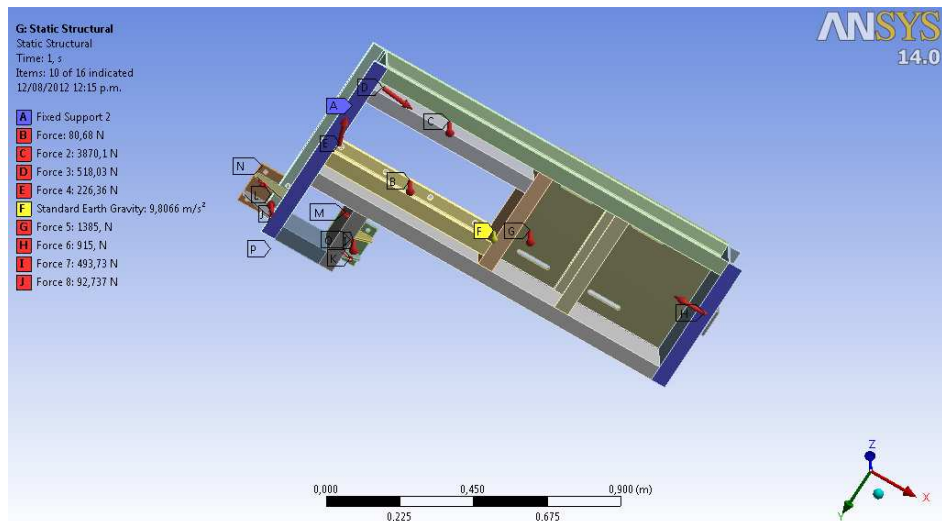
Se asume un apoyo fijo, ubicado en los lados cortos de la base con el objetivo de recrear la peor situación de apoyo posible. A continuación se muestran los apoyos y las cargas que se aplican sobre la base.

Figura 139. Soporte y cargas simulación base vista frontal



Fuente: el autor

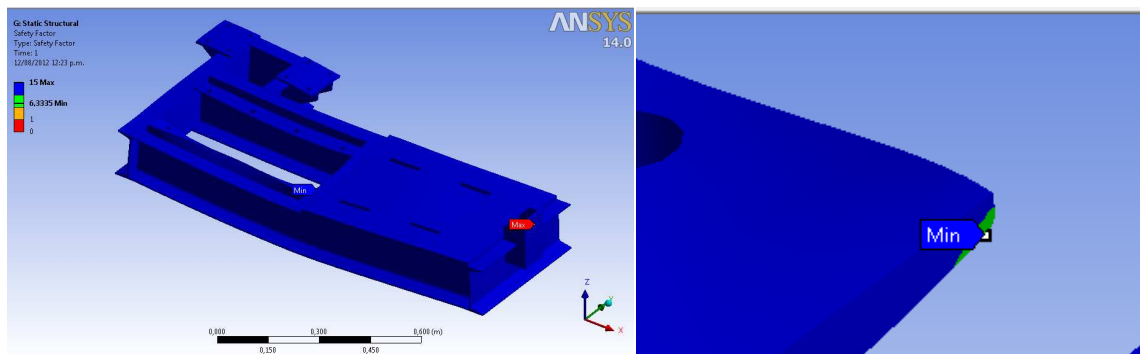
Figura 140. Apoyos y cargas simulación base vista posterior



Fuente: El autor

La seguridad de la base a carga estática es de 6,35 un buen valor para este elemento y la zona de fallo es la parte superior del perfil de apoyo de la carcasa.

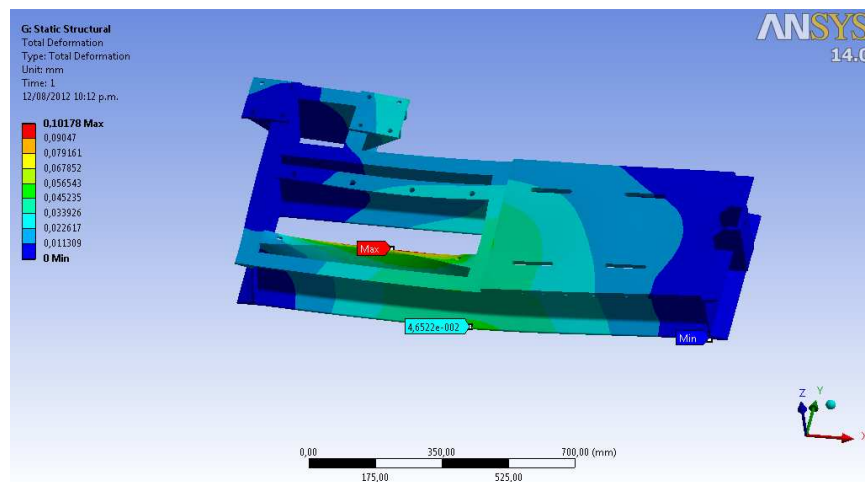
Figura 141. Factor de seguridad a carga estática simulación base



Fuente: El autor

Por último se verifica la deformación del conjunto

Figura 142. Deformación simulación base



Fuente: El autor

Como se puede apreciar en la figura anterior el valor máximo del conjunto está en la zona donde se apoya el soporte de la carcasa, este valor es de una décima de milímetro aproximadamente, que es un muy buen dato ya que garantiza la rigidez de la base y da un excelente soporte a los elementos.

Al tener todos los elementos dimensionados y calculados se procede a realizar los planos de fabricación de las diferentes piezas. Estos son mostrados en el Apéndice E.

A partir de los planos se realiza el proceso de fabricación es cual se muestra en el siguiente capítulo.

4. CONSTRUCCIÓN DEL ROMPEDOR

4.1 REQUERIMIENTOS CONSTRUCTIVOS

La mayor parte de la fabricación se realiza en las instalaciones de INDUSTRIAS AVM . Todas las piezas, inclusive las que son compradas a terceros, deben cumplir con las tolerancias asignadas en los planos en caso de estar especificadas, o según el cuadro de tolerancias, si no están especificadas de la empresa, que es similar a la norma DIN 6871 grado medio.

Tabla 23 . Tolerancia no especificadas para máquinados en general

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL		
DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO		
1 A 100	101 A 300	301 A 500
±0.1	±0.2	±0.3
501 A 1000	1001 A 2000	MAS DE 2001
±0.5	±1.0	±1.5

Fuente: El autor

Las tolerancias especificadas para los ensambles de la polea conducida y la manzana lateral sobre el eje se dan de acuerdo a un juego de tolerancias $G7/h6$ que nos da un ajuste deslizante que no permite que las piezas se corran libremente, pero permite moverlas y girarlas para un ensamble preciso¹⁷.

Para los rodamientos por ser montados sobre manguito de fijación la tolerancia a asignar es $h6$ de acuerdo al catálogo de la SKF.

¹⁷ Fuente: Shigley, Joseph E. , STANDARD HANDBOOK OF MACHINE DESIGN, McGraw-Hill 2004

Todas las tolerancias, medidas generales y materiales de las piezas mecanizadas y compradas externamente son verificadas por el departamento de metrología, el cual cuenta con certificación por parte de la ISO 9001 y con los instrumentos de medición necesarios para garantizar las dimensiones finales de los mecanizados y las calidades de material de las piezas fabricadas en la planta o compradas a terceros. Esto asegura un buen ensamble de la máquina, además de la repetitividad dimensional y calidad de las piezas al momento de despachar algún repuesto.

Para el ensamble correcto de las piezas se cuenta con personal experimentado en montaje de maquinaria agroindustrial.

Las piezas que no son mecanizadas, ni dobladas o presentan cortes especiales son compradas a proveedores de INDUSTRIAS AVM.

Figura 143. Laboratorio y equipos de metrología



Fuente: El autor

Las piezas que no son mecanizadas ni compradas, como por ejemplo la base del equipo, son verificadas en el piso de producción antes de proceder con el ensamble.

4.2 MATERIALES Y COSTO

En la siguiente tabla se presenta un resumen de los elementos que fueron comprados para la fabricación de la máquina, todos los elementos fueron comprados en el mercado nacional y local de los diferentes proveedores que tiene la empresa.

Tabla 24 . Costos de materiales de fabricación

ELEMENTO	MATERIALES	ESPECIFICACIÓN MATERIAL	CANT REQU	UNID	V/UNID	VALOR TOTAL
BASE						
BASE	PERFIL A-36 EN "C" DE 6" X 8,2 LBS PIE		6000	MM	26,44	158640
SOPORTE CHUMACERA	ANGULO A-36 DE 1/4 X 3		1100	MM	15,57	17127
PLACA SOPORTE MOTOR	FIJA CORTE EN LAMINA A-36 DE 1/2"	S/GALGA DE 602 X 450 MM	0,271	M2	\$ 291.975,6	\$ 79.096
PLACA BASE	LAMINA A-36 DE 5/16"	LAMINA DE 260 x 282 mm (4 pedazos de 130 x 141 mm) S/DISTRIBUCION	0,073	M2	125877,05	9229
DAMPER BASE	BANDA ELEVADORA DE 8" X 3 LONAS, RECUBIERTA AMBAS CARAS RESISTENTE AL ACEITE"	Pedazo de 286 x 266 mm	0,076	M2	320000	24344,32
CARTELA SOPORTE	LAMINA A-36 DE 1/4"	Pedazo de 520 x 365 mm	0,190	M2	91013	17274
SOPORTE FIJO TENSOR	CORTE EN LAMINA A-36 DE 3/8	S/GALGA DE 159 X 69 MM	0,022	M2	\$ 221.263,2	4855,0
SOPORTE FIJO TENSOR II	LAMINA A-36 DE 3/8"	Pedazo de 293 x 472 mm	0,138	M2	\$ 137.063,1	18955
Carcasa						
BARRA ROMPEDORA CUADRADA	EJE CUADRADO SAE 1020 CALIBRADO	Pedazos de 195 mm (cant 60)	12000	MM	\$ 11,4	136200
Tapas fijas	Barras CORTE LÁSER EN LAMINA A-36 DE 1/2"	S/GALGA S/DISTRIBUCIÓN 1438 X 382 MM	0,549	M2	\$ 476.626,6	261818
Cuerpo	LAMINA A-36 DE 1/2"	214 mm x 2045 mm	0,438	M2	\$ 183.544,0	80324

Brida	PLATINA A-36 DE 1/2 X 2	Para rolar 2 circuitos con Dim Int 663 mm	5000	MM	\$ 11,8	58950
Tapa frontal	ANILLO EN LAMINA A-36 DE 1/2"	Diametro ext 765 mm x int 52 mm	0,585	M2	\$ 232.736,0	136202
Asegurador	CORTE LÁSER EN LAMINA A-36 DE 3/8"	240 x 904 mm S/galga S/distribución	0,217	M2	\$ 563.477,0	\$ 122.252
Asegurador interno	CORTE LÁSER EN LAMINA A-36 DE 3/8"		0,250	M2	\$ 563.477,0	\$ 140.869
Angulo de Soporte	ANGULO A-36 DE 1/2 X 3	Pedazos de 620	1240	MM	\$ 29,2	36158
Lamina l boca de cargue	CORTE EN LAMINA A-36 DE 1/4	S/galga 205 x 107 mm Cant 2	0,044	M2	\$ 149.342,3	6551
Platina de apriete	PLATINA A-36 DE 1/4 X 2		3150	MM	\$ 5,1	16002
Lamina l boca de descargue	CORTE EN LAMINA A-36 DE 1/4	S/galga S/distribución 700 x 467 mm	0,327	M2	\$ 149.342,3	48820,0
Base carcasa	CORTE EN LAMINA A-36 DE 1/2"	S/galga S/distribución 803 x 481 mm	0,386	M2	\$ 291.975,6	112773
Ridigizador base l	LAMINA A-36 DE 1/2"	pedazo de 536 x 236 mm	0,126	M2	\$ 183.544,0	23217
Amortiguador Chumacera	PLATINA EN UHMW DE 9 MM		364	CM2	\$ 47,4	17242
Orejas de levante	CORTE EN LAMINA A-36 DE 5/8"		0,020	M2	\$ 366.067,0	7321
Rotor						
Eje	EJE SAE 1045 CALIBRADO DE 3 1/2"		760	MM	177,1	\$ 134.596
Barra rompedora circular	EJE SAE 1045 CALIBRADO DE 1"	3 tramos de 6000 y uno de 3360	21360	MM	13,67	\$ 291.991
Tapa	ANILLO EN LAMINA 1045 DE 3/4"	Dim ext 614 mm Dim int 92 mm Cant 2	0,754	M2	\$ 720.000,0	542874
Juego Aro protector	CORTE LÁSER EN LAMINA A-36 DE 3/8"	S/galga Dim ext 596 x dim int 224 mm	0,355	M2	847409,91	\$ 301.013
Juego Aro protector paso y medio	CORTE LÁSER EN LAMINA A-36 DE 3/8"	S/galga Dim ext 596 x dim int 224 mm	0,355	M2	847409,91	\$ 301.013
Buje	BARRA PERFORADA T-1518 DE 100 MM EXT. X 56 INT	Long 77 mm	77	MM	\$ 280,1	21570,0
Placa soporte tapa	ANILLO EN LAMINA A-36 DE 5/8"	Dim ext 215 Din int 90 mm	0,046	M2	\$ 295.651,0	13666,5
Tuerca de sujeción del buje	TUERCA KM-12		1,000	UND	\$ 16.550,0	16550,0
	ARANDELA MB-12		1,000	UND	\$ 3.500,0	3500

Buje sujetador	TUBO A/C S/C SCH 40 DE 3/4"		2000	MM	\$ 4,6	9140	
Cuña unión buje	BARRA CUÑA DE 5/8"		47	MM	\$ 88,8	4174	
Cuña unión polea conducida	BARRA CUÑA DE 1/2		55	MM	\$ 64,6	3551	
Transmisión							
Placa base motoreductor	CORTE EN LAMINA A-36 DE 3/8	S/ galga 400 X 294 mm	0,118	M2	\$ 221.263,2	26020	
Asegurador tornillo tensor	CHAVETA PIN DE 3/16 X 1 1/2		2	UND	\$ 410,7	821	
Correas de transmisión	CORREA EN "V" TIPO B-90		3	UND	\$ 16.124,8	48374	
Unidad de potencia	MOTOR ELECTRICO DE 4 POLOS IP55 DE 20 HP A 1800 RPM 220/440V		1	UND	\$ 1.375.500,0	1375500	
Chumacera	CARCASA SNL 511		2	UND	\$ 163.000,0	326000	
	RODAMIENTO DE BOLAS A ROTULA 2211 K		2	UND	\$ 105.000,0	210000	
	MANGUITO DE FIJACION H-311		2	UND	\$ 40.600,0	81200	
	ANILLO DE FIJACION FRB 9.5/100		2	UND	\$ 10.500,0	21000	
	SELLO DE LABIO TSN 511 L		4	UND	\$ 34.000,0	136000	
Polea Conductora	POLEA TIPO B 3 RANURAS EN ACERO CON MAGUITO DE FIJACIÓN DIM EXT 171	Dim interior 42 mm cuña 12mm	1	UND	\$ 230.000,0	230000	
Polea conducida	POLEA TIPO B 3 RANURAS EN ACERO CON MAGUITO DE FIJACIÓN DIM EXT 247	Dim interior 50 mm cuña 1/2"	1	UND	\$ 360.000,0	360000	
Guarda							
Pestaña superior curva	CORTE EN LAMINA CR CAL. 14	S/galga S/distribución 330 * 272 mm	0,090	M2	\$ 45.350,0	4070	
Pestaña inferior curva	CORTE EN LAMINA CR CAL. 14	S/galga S/distribución 240 x 197	0,047	M2	\$ 45.350,0	2144	
Tapa Malla	MALLA EXPANDIDA IMT-30 CAL. 12	1215 x 290 mm	0,348	M2	\$ 45.350,0	15781	
Lateral guarda	CORTE EN LAMINA CR CAL. 14	S/galga 1402 x 153 mm Cant 2	0,429	M2	\$ 45.350,0	19455	
Soporte guarda	CORTE EN LAMINA A-36 DE 3/16	S/galga 402 x 170 mm	0,068	M2	\$ 108.841,3	7438	
Soporte guarda II	CORTE EN LAMINA A-36 DE 3/16	S/galga 220 x 170 mm	0,037	M2	\$ 108.841,3	4070	

Tornilleria						
	TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 1/2 X 2 1/2"		8	UND	\$ 377,0	3016
	TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 1/2 X 1 1/2"		4	UND	\$ 263,0	1052
	TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 5/8 X 2 1/2"		4	UND	\$ 666,0	2664
	TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 3/8 X 3/4		10	UND	\$ 86,0	860
	TUERCA HEXAGONAL G.5 NC DE 1/2"		240	UND	\$ 78,0	18720
	TUERCA HEXAGONAL G.5 NC DE 3/4"		8	UND	\$ 245,0	1960
	TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 5/8 X 2"		6	UND	\$ 491,0	2946
	TUERCA HEXAGONAL G.5 NC DE 5/8"		6	UND	\$ 159,8	959
	VARILLA TODO ROSCA DE 3/4"		1000	MM	\$ 10,9	10870
	ARANDELA DE PRESION NEGRA DE 1/2"		32	UND	\$ 21,9	702
	ARANDELA PLANA NEGRA DE 1/2"		32	UND	\$ 39,8	1274
	CHAVETA A-17		65	UND	\$ 410,0	26650
	TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 3/8 X 1"		6	UND	\$ 340,0	2040
	TUERCA HEXAGONAL G.5 NC DE 3/8"		6	UND	\$ 340,0	2040
	TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 1/2 X 2"		28	UND	\$ 230,0	6440
	ARANDELA PLANA NEGRA DE 5/8"		8	UND	\$ 64,0	512
Tolva						
Rasera descargue	LAMINA A-36 DE 3/16"		0,100	M2	\$ 66.153,0	6615
Tolva	LAMINA A-36 DE 1/8"		0,700	M2	\$ 42.428,2	29699
Total						6164764

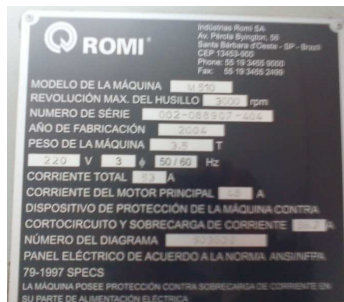
Fuente: el autor

4.3 PLANIFICACIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN.

4.3.1 Barras móviles

Es el elemento que más unidades presenta de todo el equipo (100), por lo que se decidió fabricar en un torno CNC, con el objetivo de reducir costos y tiempos de mecanizado. El torno a utilizar es un torno marca ROMI brasileiro su ficha técnica es mostrada a continuación:

Figura 144. Ficha técnica torno CNC



Fuente: EL autor

El material base para las barras es eje SAE 1045 calibrado previamente cortado y con los centropuntos ya realizados para su correcto montaje en el torno. Se selecciona material calibrado para no tener que dar redondez ni alinear el eje central de las barras.

Figura 145. Materia prima y mecanizado de las barras móviles



Fuente: El autor

Se crearon rutinas directamente en el torno para el mecanizado del cuerpo y de la rosca, después de verificar el apriete de las tuercas sobre la barra de forma manual se calibro el programa para dar un mejor ajuste a las tuercas y se procedió con la fabricación de todas la barras.

Figura 146. Panel de contro torno CNC



Fuente: El autor

Figura 147. Barras móviles mecanizadas



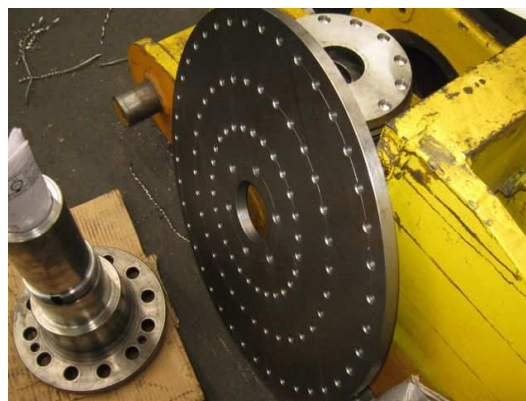
Fuente: El autor

4.3.2 Plato Móvil

El material base de esta pieza es un anillo en lámina previamente cortado con plasma, se pide con 5 milímetros de sobre material en el diámetro externo e interno para poder dar medias finales con buena precisión.

Primero el plato se tornea en un torno convencional para quitar el sobre material y dar concentricidad al plato, después pasa a un taladro radial donde se realizan las perforaciones indicadas en los planos.

Figura 148. Materia prima y mecanizados placa móvil



Fuente: el autor

4.3.3 Aros protectores, Aseguradores y Tapa barras fijas.

Como las piezas son elementos delgados, con una geometría regular y con las medidas de corte mayores al espesor de la lámina, se selecciona un proceso de fabricación por medio de corte láser de alta definición. La precisión del corte es de $-0 - 0,3$ mm, y aunque esté por fuera del rango de las tolerancias nominales, por

ser una pieza que no requiere un gran ajuste se considera aceptable para el montaje.

Con este tipo de proceso se ahorra bastante tiempo y dinero en mecanizados, debido a que el único proceso que se realiza sobre las piezas es una remoción de rebaba que en algunos casos queda del proceso.

Figura 149. Materia prima aros protectores placa posterior y aseguradores

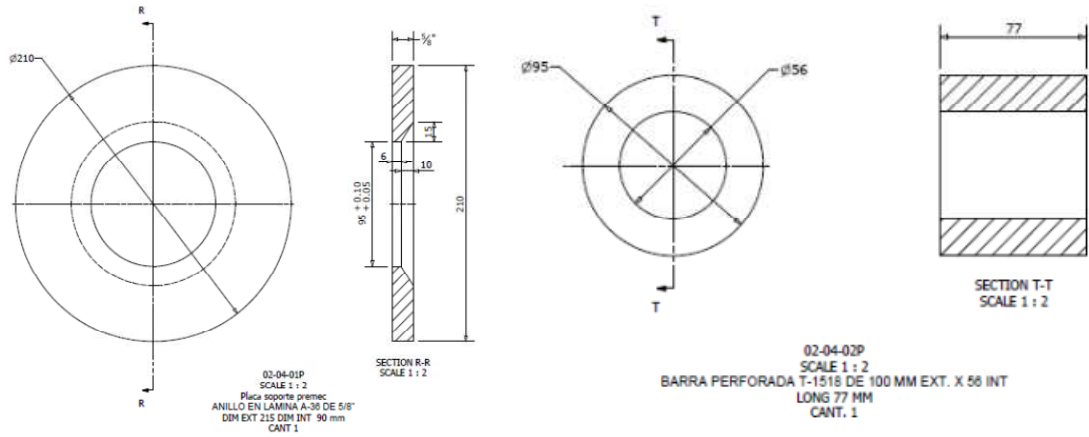


Fuente: El autor

4.3.4 Manzana lateral

La manzana lateral se realiza por medio de dos materiales bases, una placa soporte que es un anillo en lámina ANSI A-36 de 5/8" y un buje de barra perforada T-1518, lo primero es máquinar mediante torno el diámetro interior de la placa hasta la medida nominal al igual que el diámetro exterior del buje.

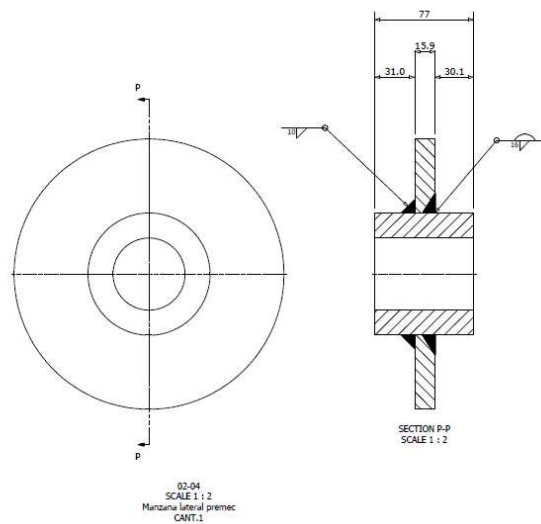
Figura 150. Medidas de premecanizado partes manzana lateral



Fuente: El autor

Teniendo las dos piezas premecanizadas se ensamblan y se sueldan mediante la aplicación por medio de MIG¹⁸ de una soldadura tubular 71 T1 de 1/16" como se muestra en la figura.

Figura 151. Indicaciones de soldadura manzana lateral



Fuente: El autor

¹⁸ Es un proceso de soldadura por arco bajo gas protector con electrodo consumible tubular

Una vez soldado el ensamble se mecaniza mediante torno el diámetro final de la manzana. Luego en fresa la cara lateral con la medida de 30,1 milímetros para dar perpendicularidad respecto al eje central de la manzana, sobre este lado va montada la placa móvil. Finalmente se realizan las perforaciones en un taladro radial.

Figura 152. Mecanizado manzana lateral



Fuente: El autor

4.3.5 Eje rotor

Para la fabricación del rotor se parte de un eje calibrado SAE 1045 de 3 1/2", se máquinan las caras laterales del eje y se mecaniza en un torno manual, de acuerdo a los planos. Para la fabricación de la rosca se compra previamente la tuerca y se utiliza como patrón para verificar ajustes.

Finalmente después de tener la parte cilíndrica mecanizada se procede a hacer los cuñeros en la fresa.

Figura 153. Eje rotor mecanizado



Fuente: El autor

4.3.6 Barras fijas

Para la fabricación de este elemento se parte de eje cuadrado AISI 1020 calibrado. Por ser el material calibrado no es necesario mecanizar la parte cuadrada de 3/4" , primero en torno CNC se hace la parte circular de la punta, luego en fresa se realiza el cuadrante que va sobre el asegurador y finalmente en el torno manual se realiza la ranura sobre al cual va la chaveta circular.

Figura 154. Barras fijas mecanizadas



Fuente: El autor

4.3.6 Carcasa

El cuerpo se realiza mediante el rolado de una lamina A-36 de 1/2", los cortes irregulares de la boca de salida, de las bridas y del soporte son cortados por medio de plasma y llegan para ensamblar a las instalaciones de la empresa. Las piezas de cortes regulares son cortadas con guillotina.

Teniendo todas las piezas listas se procede a soldar todas las piezas, para armar el conjunto, la soldadura seleccionada son ASW 7018 de 3/32" para el pase de raíz y 6013 de 1/8" para los pases de relleno, las uniones de las bridas con el cuerpo se realizaron con cordón continuo en filete de 1/2" para asegurar 0 fugas al momento del proceso, debido a que en la molienda se genera bastante polvillo.

Para la unión soporte con el cuerpo se hicieron con cordones discontinuos con cordones de 15 mm y un espacio entre ellos de 30 mm y para las bocas de cargue y descargue se hicieron con soldadura continua por la parte exterior en filete en v.

La placa rompedora se suelda al cuerpo mediante soldadura en filete.

Este modo de fabricación se sale del estándar ya que normalmente el cuerpo de los rompedores se fabrica en fundición de hierro gris, al ser armado en lámina mediante soldadura se reducen de gran manera costos al no realizar los mecanizados que son necesarios para dar medidas finales; también se ahorran los costos asociados a la generación del modelo para la fundición.

Con la implementación de la máquina en campo, se revisará la durabilidad del cuerpo y con ello se validará este tipo de fabricación.

Figura 155. Fabricación cuerpo soldado carcasa



Fuente: El autor

4.3.7 Base

La base se arma a partir de perfiles en C preformados, estos se cortan con la tronadora y se sueldan con soldadura AWS 7018 3/32" para garantizar la rigidez de las uniones.

Figura 156. Fabricación base y soporte posterior



Fuente: El autor

4.3.8 Transmisión y guarda.

Las poleas son elementos de compra externa y llegan listos para instalar, esto se hace con el objetivo de economizar costos y ahorrar tiempo en procesos internos, mientras que la guarda llega curvada según los planos generados y en planta se sueldan las diferentes partes.

Figura 157. Ensamble transmisión



Fuente: El autor

4.4 ENSAMBLE MECÁNICO

Una vez todas las piezas se encuentran preformadas y mecanizadas se procede con el ensamble de todo el conjunto, este es realizado por personal con experiencia en montaje de equipo dinámico agroindustrial, (Molinos de martillo, desfrutadores, digestores, clasificadores, etc).

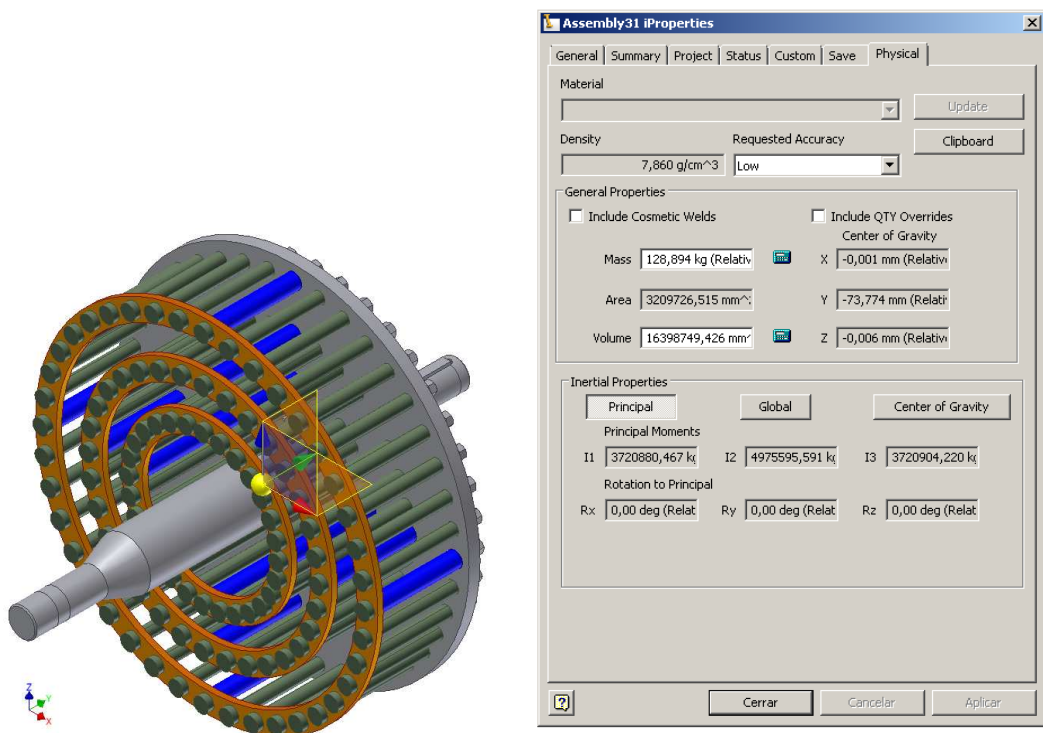
4.4.1 Rotor

El montaje empieza con el ensamble del rotor. Se ensamblan las barras de adentro hacia afuera con su aro protector respectivo y sus bujes asegurador una

vez instaladas y apretadas las barras, se instalan los pernos de unión de la manzana lateral con el plato móvil, se introduce los elementos afianzados en el eje, se coloca la arandela y con la tuerca tipo KM se aprieta el conjunto.

Una vez todos los elementos del rotor están unidos se procede con el balanceo del rotor. Esto es necesario a pesar de las precauciones que se tuvieron al momento de distribuir los elementos en el rotor, esto ocurre así esté virtualmente balanceado, como se muestra en el modelado hecho en Inventor®. la distancia del centro de gravedad respecto del eje Y y X es prácticamente 0.

Figura 158. Distancia al centro de gravedad conjunto rotor



Fuente: El autor

Este desbalance se presenta debido a pequeños errores de manufactura que hacen que todas las piezas no pesen lo mismo, desplazando el centro de

gravedad del centro y al girar a altas velocidades esta descompensación causa vibraciones a la máquina.

El balanceo que se realiza es de tipo estático primero se monta el rotor sobre un dispositivo, el cual tiene 2 soporte cada uno con 2 rodamientos que permiten la libre rotación del conjunto.

Figura 159. Rotor sobre dispositivo de balanceo



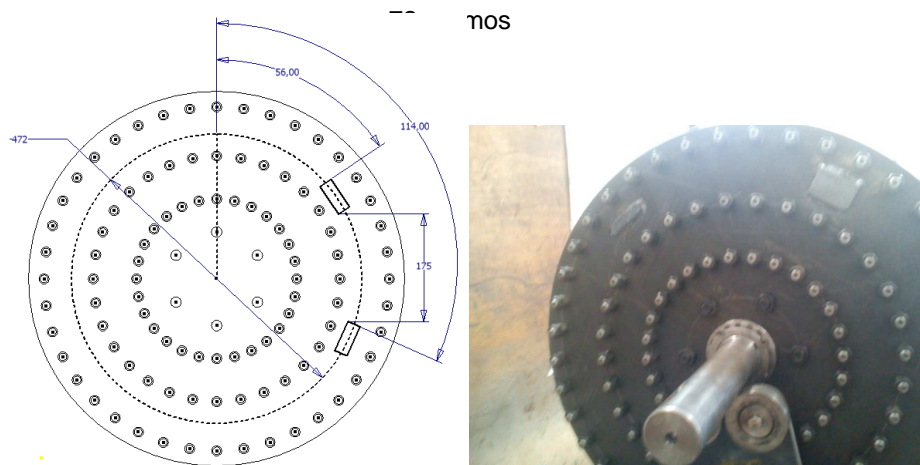
Fuente: El autor

Para equilibrar el equipo se decide soldar una barra de acero, el lugar elegido fue en la parte trasera del plato móvil (el lado de las tuercas) entre la segunda y tercera hilera de las barras móviles, en este lugar la barra queda protegida del flujo de las nueces así que no se desgasta y la máquina no se descompensa con el tiempo.

Con el rotor montado en el dispositivo se procede a girarlo y se revisa qué tan desbalanceado está, se impulsa el rotor hacia un lado y después de un tiempo y varias inversiones en el giro el conjunto queda en una posición fija. Esto indica que la masa está concentrada en ese lado, así que se le instala del lado contrario una barra de 143 gramos, se repite el proceso una vez más. La segunda vez la inestabilidad es menor y se coloca una barra de 72 gramos en el sentido contrario

a la posición de reposo del conjunto. Finalmente se gira de nuevo el rotor y se verifica que este pare lentamente sin inversiones del giro.

Figura 160. Ubicación pesas para balanceo



143 gramos

Fuente: El autor

4.4.2 Armado del rompedor

Una vez se tiene el rotor balanceado se procede a ensamblar todo el equipo. Se comienza por instalar la carcasa sobre la base, se coloca la tapa posterior con las barras fijas ya instaladas con los aseguradores y se coloca el tensor del motor.

Figura 161. Ensamble tapa posterior aseguradores y barras fijas



Fuente: El autor

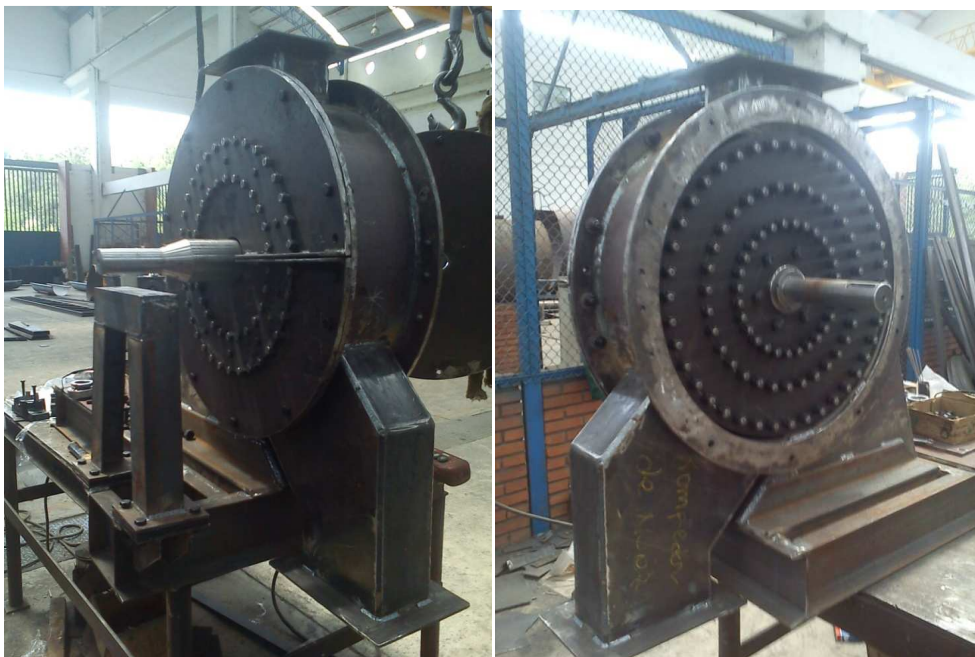
Figura 162. Ensamble tapa posterior y barras fijas sobre ensamble soldado carcasa



Fuente: El autor

Luego se inserta el rotor dentro de la carcasa, como se muestra en la figura 163.

Figura 163. Ensamble rotor sobre carcasa



Fuente: El autor

Se coloca la tapa frontal, las chumaceras, y las poleas, se verifica el nivel del rotor y que no roce con ninguna parte estática.

Figura 164. Ensamble de tapa frontal, chumacera y poleas



Fuente: El autor

Finalmente se instalan las correas, se tensan, se monta la guarda y la tolva de cargue, como se muestra en la figura 164, con esto se da por terminado el ensamble de la máquina.

Figura 165. Rompedor ensamble final



Fuente: El autor

4.5 COSTOS DEL PROCESO DE FABRICACIÓN.

Tabla 25. Proceso de manufactura por elemento

ELEMENTO	PROCESO DE MANUFACTURA												
	COR	DB	CL	TM	TA	FR	LM	BCO	TCNC	MIG	TR	SEC	SE
Barras móviles									X				
Plato móvil				X							X		
Aros protectores								X					
Aseguradores								X					
Tapas barras fijas								X					
Manzana lateral				X	X	X	X			X			
Eje rotor				X		X							
Barras fijas				X					X				
Carcasa	X	X	X					X					X
Base	X							X					X
Guarda											X		

Fuente: el autor

Tabla 26. Costo por proceso

Convención	Proceso	Costo (COP) acumulado
COR	Corte con Guillotina	150000
DB	Dobladora	55000
CL	Cilindradora	45000
TM	Torno Manual	1300000
TA	Taladro Pequeño	50000
FR	Fresa	270000
LM	Limadora	40000
BCO	Banco	140000
TCNC	Torno CNC	1300000
MIG	Soldadura Mig	30000
TR	Taladro Radial	600000
SEC	Servicio externo de cilindrado	15000
SE	Soldadura por Electrodo	150000
ENS	Ensamble mecánico	1200000
Total		5345000

Fuente : El autor

4.6 PRESUPUESTO

Durante la realización del proyecto de grado se realizaron inversiones de dinero en diferentes rubros como lo son el trabajo de diseño de la máquina, la compra de materiales, la mano de obra para procesar la materia prima, el ensamble mecánico, papelería y pruebas. Estos costos se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 27. Presupuesto para el proyecto

Presupuesto diseño y construcción prototipo de rompedor de nuez de palma	
GASTOS GENERALES	
Papelería (Memorias, cartas, fotocopias, carpetas, borradores, empastes, etc.)	150000
Trabajo Intelectual	2500000
GASTOS CONSTRUCTIVOS	
Compra de materiales y accesorios	6164764
Proceso de fabricación	5345000
Pruebas	1200000
TOTAL	15359764

Fuente: El autor

Para la fecha la tasa representativa del mercado para el valor del dólar americano es de 1,792.40 pesos colombianos y para el Euro es de 1.229 Dólares¹⁹

¹⁹ Tomado de <http://www.portafolio.co/indicadores/monedas/>

5. PRUEBAS

Las pruebas realizadas al equipo van orientadas hacia la verificación de la capacidad de procesamiento del equipo, su consumo de potencia y su eficiencia de rompimiento.

5.1 PROCEDIMIENTO

La prueba consiste en llenar la tolva del rompedor con 10 kg de nueces secas, como se muestra en la figura 166, obtenidas de una planta de beneficio de la zona y romper las nueces a velocidad nominal (1200 RPM).

La prueba empieza con la apertura de la compuerta, que permite el ingreso de las nueces al rotor, en ese momento se inicia la toma del tiempo y al momento que el rotor queda vacío se detiene la toma del tiempo. Este tiempo se registra y se divide el peso de la muestra procesada en este valor obteniendo de esta manera la capacidad del equipo. Esta prueba se realiza 15 veces para asegurar repetitividad.

Figura 166. Nueces secas prueba



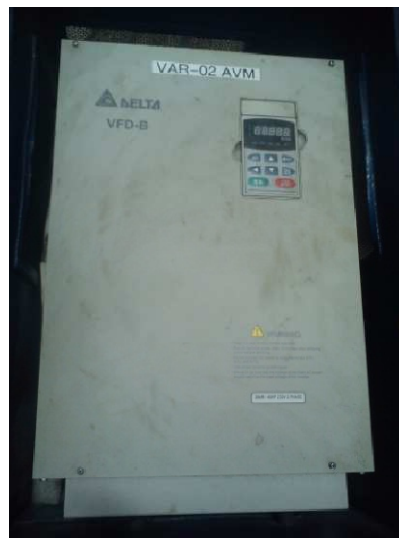
Fuente: El autor

Para el arranque del rompedor se utiliza un variador de velocidad marca DELTA modelo VFD300B23A, como se muestra en la figura 167, el cual fue provisto por

Industrias AVM, y es el que se utiliza para hacer las pruebas de los equipos en planta.

Este equipo está capacitado para trabajar con una potencia máxima de 30 kW y con un voltaje de 220 V para motores trifásicos. Por lo que no se debe tener ningún problema en la operación ya que la potencia del motor está por debajo del máximo y es de tipo trifásico.

Figura 167. Variador de velocidad DELTA referencia VDF300B23A



Fuente: El autor

El tiempo de arranque por defecto del variador es de 100 segundos valor, que excede el tiempo de 10 segundos previsto al momento de calcular la potencia, por lo que se usa el modo de arranque suave pre programado.

A parte del tiempo durante la prueba también se mide la corriente consumida tanto en vacío como en operación, con el objetivo de revisar consumos de potencia.

5.2 Mediciones

Las medidas de corriente se hacen mediante un multímetro, como se muestra en la figura 168 , el cual registra la corriente consumida por una de las fases del motor tanto en vacío como en proceso.

Figura 168. Multímetro midiendo corriente en vacío y en proceso



Fuente: El autor

La medida obtenida por el multímetro es en amperios para convertir este valor en potencia se utiliza la siguiente fórmula

$$Pot_c = I \times V \times \text{Cos}\theta \times \sqrt{3} \text{ Ecuación 56}$$

Donde

I = Es la corriente de lectura del multímetro en amperios

V= Es el voltaje de la conexión en voltios

Cos θ = Es el factor de potencia del motor

El valor para el factor de potencia se obtiene de la figura 77, el voltaje de planta de las instalaciones de INDUSTRIAS AVM donde se realizó la prueba es de 220 V.

Para hallar la capacidad del rompedor se toma el tiempo registrado y se divide en el peso de la muestra de la siguiente manera:

$$CAP = \frac{PES \times 3,6}{t_p} \text{ Ecuación 57}$$

Donde:

PES: Es el peso de la muestra en kg

t_p : Es el tiempo en segundos

CAP: Es la capacidad de proceso en Ton/h

Una vez rota la muestra se procede a encontrar cuántas cáscaras, almendra entera, almendra rota y nueces hay. Para encontrar estos valores se sigue el siguiente procedimiento.

Primero la muestra se extiende sobre una superficie plana, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 169. Mezcla triturada extendida



Fuente: El autor

Luego se divide en 4 partes iguales la muestra

Figura 170. Mezcla triturada dividida en cuartos



Fuente: El autor

Luego se quitan la mitad de la muestra tomando dos cuartos cruzados.

Figura 171. Mezcla triturada con dos cuartos removidos



Fuente: El autor

La muestra remanente se mezcla nuevamente y se repite el mismo procedimiento solo que esta vez se quitan los cuartos del lado contrario

Figura 172. Muestra con cuartos contrarios removidos



Fuente: El autor

Este procedimiento se realiza hasta que se tenga una muestra de 250 gramos, el tamaño de esta muestra representativa y el método para obtenerlo es el mismo que se utiliza en las plantas beneficio con la diferencia que en campo se toman 10 muestras de 100 gramos cada una durante 10 horas.

Con la muestra de 250 gramos lista se procede a separar los diferentes componentes de mezcla manualmente, como se muestra en la figura 173.

Figura 173. Componentes separados



Fuente: El autor

Figura 174. Nueces sin romper, Almendras, Almendras rotas y Cáscara



Fuente: El autor

Se pesa cada una de las muestras y se hallan el valor la eficiencia de rompimiento del equipo y el porcentaje de almendra rota que se definen de la siguiente manera

Eficiencia de rompimiento

$$\% \text{ eff} = \left(1 - \left(\frac{\text{Peso de nueces sin romper}}{\text{peso de la muestra}} \right) \right) \times 100 \text{ Ecuación 58}$$

Porcentaje de almendra rota

$$\% \text{ ar} = \left(\frac{\text{Peso de almendra rota}}{\text{Peso de la muestra}} \right) \times 100 \text{ Ecuación 59}$$

Esta medición solo se realiza a la mitad de las muestra ya que toma bastante tiempo llegar a la muestra final y separar todos los componentes.

5.3 Resultados

A continuación se muestran los datos obtenidos de la capacidad del rompedor, potencia consumida en vacío y en operación para las 15 muestras. Se usan 7 muestras de 10 kg y 8 de 8 kg.

Tabla 28. Datos prueba capacidad rompedor

Muestra	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9
Peso de a muestra (kg)	10	10	10	10	10	10	10	8	8
Tiempo (s)	10,53	11	11,5	12,15	10,71	11,4	11,4	10,1	9,8
Consumo en vacío (A)	16,7	16,7	16,9	16,7	16,6	17	17	17	16,9
Consumo lleno (A)	21	19,5	22,3	20,5	21,7	21,7	21,7	23	19,4
Potencia de rotura (W)	1639	1067	2058	1448	1943	1791	1791	2286	953
Potencia total (W)	8002	7430	8497	7812	8269	8269	8269	8764	7392
Capacidad (Ton/h)	3,419	3,273	3,130	2,963	3,361	3,158	3,158	2,851	2,939

Muestra	#10	#11	#12	#13	#14	#15	
Peso de a muestra (kg)	8	8	8	8	8	8	
Tiempo (s)	9,5	9,8	10,1	10,5	9,5	9,5	Promedio
Consumo en vacío (A)	16,6	16,9	16,6	16,6	16,6	16,6	16,8
Consumo lleno (A)	20,4	20,2	20,5	21,4	19,9	22,6	21,1
Potencia de rotura (W)	1448	1257	1486	1829	1257	2286	1636
Potencia total (W)	7773	7697	7812	8154	7583	8612	8022
Capacidad (Ton/h)	3,032	2,939	2,851	2,743	3,032	3,032	3,059

Fuente: El autor

Por último, de las muestras de 10 kilogramos, se toman las muestras de 250 gramos de acuerdo al procedimiento y se obtienen los pesos de los diferentes componentes de la mezcla y se calcula la eficiencia de rompimiento y de porcentaje de almendras rotas

Tabla 29. Resultados porcentaje de almendras rotas y eficiencia

Muestra	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	Promedio
Nueces enteras	5,5	13,5	12,5	12	6	20,5	10,5	12
Almendras rotas	15,5	16	16	12,5	18,3	17,5	15,5	16
Almendras enteras	94,5	87	87	81,5	82,5	78,5	86	85
Cascaras	133	128,5	120	137,5	140	129,5	132,5	132
Total	248,5	245	235,5	243,5	246,8	246	244,5	244
Porcentaje de almendras rotas	6,237	6,531	6,794	5,133	7,415	7,114	6,339	6,5
Eficiencia	97,79	94,49	94,69	95,07	97,57	91,67	95,71	95,28

Fuente: El autor

5.4 Análisis de Resultados

Como se puede observar, en la tabla 33, el promedio de la eficiencia del rompedor es de 95,3 %, con un porcentaje de almendra rota de 6,5%. Estos parámetros de operación se comparan con valores típicos de rompedores tipo ripple mill y tipo rolek instalados en plantas malayas.

Tabla 30. Comparación de desempeño rompedores²⁰

Parámetro %	Tipo de rompedor		
	Rolek	Ripple mill	Prototipo
Almendra entera	40	32	34,9
Almendra rota	8	25	6,5
Nuez sin Romper	3	5	4,7
Cascara	49,0	---	53,9
Eficiencia de rompimiento	97	95	95,3

Fuente: el autor

²⁰ Datos de eficiencia de rompedores ripple mill y Rolex son tomados de: Rohaya, M y otros, a commercial scale implementation of rolek™ palm nut cracker: techno-economic viability study for production of shell-free kernel, 2006

Al comparar los valores de la tabla el prototipo presenta una eficiencia similar al del ripple mill y es 2 puntos porcentuales inferior respecto del Rolek. En lo concerniente a las almendras rotas, el prototipo es el que presenta mejores resultados debido a que es 1,5 puntos porcentuales menor que el Rolek y casi 18 puntos menor respecto del Ripple mill.

El prototipo presenta unos buenos resultados con respecto al rompedor tipo malayo, ya que, a pesar de que presenta una eficiencia inferior, la diferencia no es mucha y el efecto se ve compensado en la disminución del porcentaje de almendra rota, debido a que al ser más fácil separar la almendra entera de la rota, se ven disminuidas las pérdidas de almendra en cáscara.

Respecto del Ripple mill el prototipo supera con creces los resultados presentados por el Ripple mill, ya que sin disminuir eficiencia de rotura se obtiene un porcentaje de almendra rota mucho menor.

Vale la pena destacar que en la actualidad la gran mayoría de plantas tienen instalados rompedores tipo Ripple Mill, y es contra este tipo de maquinaria que se compete en el mercado latinoamericano.

Respecto a la capacidad del equipo se cumple con el objetivo de diseño.

6. CONCLUSIONES

- Se cumplió con el objetivo de diseñar un prototipo de nuez de palma para 3000 kg/h que rompe efectivamente nueces entre un rango de 8 y 24 milímetros.
- Se cumplió con el objetivo de realizar un plan de fabricación para el rompedor.
- Se cumplió con el objetivo de realizar un catálogo de mantenimiento para el equipo en el cual se indicaron los componentes, sus cantidades y programa de mantenimiento.
- Se desarrollaron instructivos para la operación del equipo, que incluye la puesta en funcionamiento, proceso y parada. Los cuales son mostrados en el anexo D
- La capacidad encontrada en la pruebas valida el método para hallar este valor, ya que la diferencia entre el objetivo de diseño y el valor de las pruebas es de tan solo 2%.
- La potencia promedio encontrada en las pruebas presentó un valor promedio por debajo de lo esperado en potencia de rotura, ya que el valor promedio fue de 1636 W, lo que da un valor de energía de rotura por nuez de 3,64. Esto es debido a que se eligió como valor de referencia la energía para las nueces más grandes y la máquina al procesar nueces de todos los tamaños el valor promedio por nuez baja.
- La potencia total consumida también está por debajo de lo esperado y durante las pruebas nunca supero los 9 kW. Esto se debe a que la potencia

para mantener el movimiento del rotor resultó menos de la esperada. Se puede pensar en disminuir la talla del motor a una 160MLA con una potencia de 11 kW, reduciendo costos en la transmisión de potencia.

- Las pruebas y el diseño orientado hacia la mantenibilidad permiten concluir que el prototipo diseñado es una opción fuerte para desarrollar un nuevo producto para el mercado latinoamericano. Debido a que, además de superar el desempeño, los tiempos de mantenimiento del equipo pasan de 6 a 8 horas a solo tomar entre media y una hora.
- El diseño bipartido de los diferentes elementos garantiza un fácil mantenimiento de las partes sujetas a desgaste (Barras fijas y móviles) debido a que no es necesario desmontar la transmisión para tener acceso a ellos.
- Para una planta de 20 Ton/h el prototipo está en capacidad de reemplazar 4 rompedores Ripple Mill y el tambor clasificador, disminuyendo en este caso la potencia consumida de 40 kW a 15kW, ya que un solo rompedor reemplaza el conjunto. Además de reducir el área de la trituración de 20 m² a 6 m².
- Para una planta de 45 Ton/h se reemplazarían 2 rompedores y el clasificador quedaría reducido a la mitad. Así se disminuiría el consumo de 40 kW a 32 kw y el área trituración de 20 m² a 8 m².
- Los costos del rompedor estuvieron dentro de lo presupuestado y a pesar que son mayores a los de un Ripple Mill tradicional, al reemplazar como mínimo dos máquinas y reducir el espacio en más 50% de la trituración, la máquina es económicamente atractiva.

BIBLIOGRAFÍA

ABB MOTORES PARA PRESTACIONES ESTANDAR.

<http://www.abb.es/product/es/9AAC169424.aspx?country=ES>.

ASOCIACIÓN LATINOAMERICA DE QFD.

http://www.qfdlat.com/Herramientas_QFD/herramientas_qfd.html.

CATÁLOGO SKF.

http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=1_16_4.

JUVINAL, ROBERT C., Y KURT M. MARSHEK. *Fundamentals of Machine design*. John Wiley & Sons, Inc., 2000.

KOJA, O.A., Y M.O. FAVOROBE. *Mathematical Modelling of Palm Nut Cracking based on Hertz's Theory*. 2005.

KOYA, OLEFEMI ADEBOLA. *Palm Nut Cracking under Repeated Impact Load*. 2006.

MANUWA, S.A. *Modeling Fracture and Cracking Resistance*. 2007.

MARTIN SPROCKET AND GEAR. <http://www.martinsprocket.com/vbelt.htm#>.

MATWEB MATERIAL PROPERTY DATA. <http://www.matweb.com/index.aspx>.

MOTT, ROBERT L. *Diseño de elementos de maquinas.* Pearson Education, 1992

POLYTECH S.A.S POLYMERS Y TECHNOLOGY.

<http://polytechcomco.powweb.com/index.php/es/productos-y-servicios/materiales-semiacabados/prol%C3%B3n.html>.

ROHAYA, M, A V NASRIN, Y Y M MA, AN AND RAVI CHOO. «A COMMERCIAL SCALE IMPLEMENTATION OF FOLEK™ PALM NUT CRACKER: TECHNOECONOMIC VIABILITY STUDY FOR PRODUCTION OF SHELL-FREE KERNEL.» (Journal of oil palm research) 2006.

SHIGLEY, JOSEPH E. *STANDARD HANDBOOK OF MACHINE DESIGN.* McGraw-Hill, 2004.

WAMBEC, N. *Sinopsis del proceso de palma de aceite .* 2005.

ANEXOS

ANEXO A. Propiedades AISI 1020

AISI 1020 Steel, cold rolled

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Carbon Steel](#); [AISI 1000 Series Steel](#); [Low Carbon Steel](#)

Material Notes: 1020 steel responds well to cold work and heat treating. Weldability is fair.

Applications: Shafts, lightly stressed gears, hard wearing surfaces, pins, chains and case hardened parts where core strength is not critical.

1020 is suitable for case hardened parts where core strength is not critical.

Key Words: UNS G10200, AMS 5032, AMS 5045, ASTM A29, ASTM A108, ASTM A510, ASTM A519, ASTM A29, A108, A510, A512, A513, A519, A544, A575 M10120, A576, A635, A659, A827, A830, BS 970 040A20, 050A20 (En2C), 050A20 (En2D), 060A20, BS 970 Part 1 070M20, DEF STAN95-1-1 C1020, SAE J412, SAE J414, DIN 1.0402, AFNOR CC 20, UNI C 20, SS14 1450 (Sweden), SAE J403

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	121	121	
Hardness, Knoop	140	140	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	68	68	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	126	126	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	420 MPa	60900 psi	
Tensile Strength, Yield	350 MPa	50800 psi	
Elongation at Break	15.0 %	15.0 %	In 50 mm
Reduction of Area	40.0 %	40.0 %	
Modulus of Elasticity	205 GPa	29700 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio	0.290	0.290	
Machinability	65 %	65 %	Based on AISI 1212 steel. as 100% machinability
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000159 ohm-cm	0.0000159 ohm-cm	condition unknown; 0°C (32°F)
	0.0000219 ohm-cm @Temperature 100 °C	0.0000219 ohm-cm @Temperature 212 °F	condition unknown
	0.0000292 ohm-cm @Temperature 200 °C	0.0000292 ohm-cm @Temperature 392 °F	condition unknown

Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	11.7 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 100 °C	6.50 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 212 °F	
	12.8 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 300 °C	7.11 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 572 °F	
	13.9 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 500 °C	7.72 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 932 °F	
Specific Heat Capacity	0.486 J/g-°C	0.116 BTU/lb-°F	condition unknown; 50-100°C (122-212°F)
	0.519 J/g-°C @Temperature 150 - 200 °C	0.124 BTU/lb-°F @Temperature 302 - 392 °F	
	0.599 J/g-°C @Temperature 350 - 400 °C	0.143 BTU/lb-°F @Temperature 662 - 752 °F	
Thermal Conductivity	51.9 W/m-K	360 BTU-in/hr-ft ² -°F	Typical steel

Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.17 - 0.230 %	0.17 - 0.230 %	
Iron, Fe	99.08 - 99.53 %	99.08 - 99.53 %	As remainder
Manganese, Mn	0.30 - 0.60 %	0.30 - 0.60 %	
Phosphorous, P	<= 0.040 %	<= 0.040 %	
Sulfur, S	<= 0.050 %	<= 0.050 %	

Fuente: <http://www.matweb.com/index.aspx>

ANEXO B. Propiedades AISI 1045


AISI 1045 Steel, hot rolled, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Carbon Steel](#); [AISI 1000 Series Steel](#); [Medium Carbon Steel](#)

Material Notes: Medium-carbon steel, can be hammer forged. Can be heat treated, flame or induction hardened, but not recommended for carburizing or cyaniding. AISI cross reference for JIS S45C and KS SM45C.

Key Words: AFNOR NF A35-553 XC45, AFNOR NF A35-554 XC48, DIN 1654 1.1192, DIN 1654 Cq45, DIN 17200 1.0503, AFNOR XC42, AFNOR XC42TS, AFNOR XC48TS, AFNOR NF A33-101 AF65C45, AFNOR NF A35-552 XC48H1, UNS G10450, ASTM A29, ASTM A108, ASTM A266 Class 3, ASTM A304, ASTM A311, ASTM A510, ASTM A519, AS 1442 K1045 (Australia), AS 1442 S1045, AS 1443 K1045, AS 1443 S1045, AS 1446 K1045, AS 1446 S1045, ASTM A568, ASTM A576, ASTM A682, ASTM A827, ASTM A830, FED QQ-S-635, FED QQ-S-700, FED QQ-W-461, MIL S-24093, MIL S-3039, BDS 6354 45G2A, BDS 6354 45G2K2, BDS 6354 45G2K3, GB 3078 45 (China), GB 3088 45, GB 699 45, YB 6 45B, carbon steels, die forging, hot upsetting, gears, crankshafts, shafts, axles, bolts, studs, and machine parts, DIN 17200 1.1191, DIN 17200 1.1201, DIN 17200 C45, DIN 17200 CK45, DIN 17200 Cm45, DIN 17200 GS-CK45, DIN 17212 1.1193, FED QQ-S-635 (C1045), FED QQ-S-700 (C1045), SAE J403, SAE J412, SAE J414, DIN 1.1191, JIS S 45 C, JIS S 48 C, SS14 1672 (Sweden), MIL S-46070, SAE J1397, SAE J403, SAE J412, BS 970 Part 1 O60A47 (U.K), BS 970 Part 1 080A47, BS 970 Part 1 080M46, NBN 253-02 C45-3, NBN 253-06 C46, BDS 3492 45LI (Bulgaria), BDS 3492 45LII, BDS 3492 45LIII, BDS 5785 45, BDS 6354 45G2, ONORM M3108 C45SW (Austria), ONORM M3110 RC45, ONORM M3161 C45, NBN 253-02 C45-1 (Belgium), NBN 253-02 C45-2

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³	Typical for steel.
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	163	163	
Hardness, Knoop	184	184	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	84	84	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	170	170	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	565 MPa	81900 psi	
Tensile Strength, Yield	310 MPa	45000 psi	
Elongation at Break	16.0 %	16.0 %	in 50 mm
Reduction of Area	40.0 %	40.0 %	
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel.
Poissons Ratio	0.290	0.290	Typical For Steel
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000162 ohm-cm	0.0000162 ohm-cm	annealed specimen; 0°C (32°F)
	0.0000223 ohm-cm @ Temperature 100 °C	0.0000223 ohm-cm @ Temperature 212 °F	annealed specimen
Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.420 - 0.50 %	0.420 - 0.50 %	
Iron, Fe	98.51 - 98.98 %	98.51 - 98.98 %	As remainder
Manganese, Mn	0.60 - 0.90 %	0.60 - 0.90 %	
Phosphorous, P	<= 0.040 %	<= 0.040 %	
Sulfur, S	<= 0.050 %	<= 0.050 %	

Fuente: <http://www.matweb.com/index.aspx>

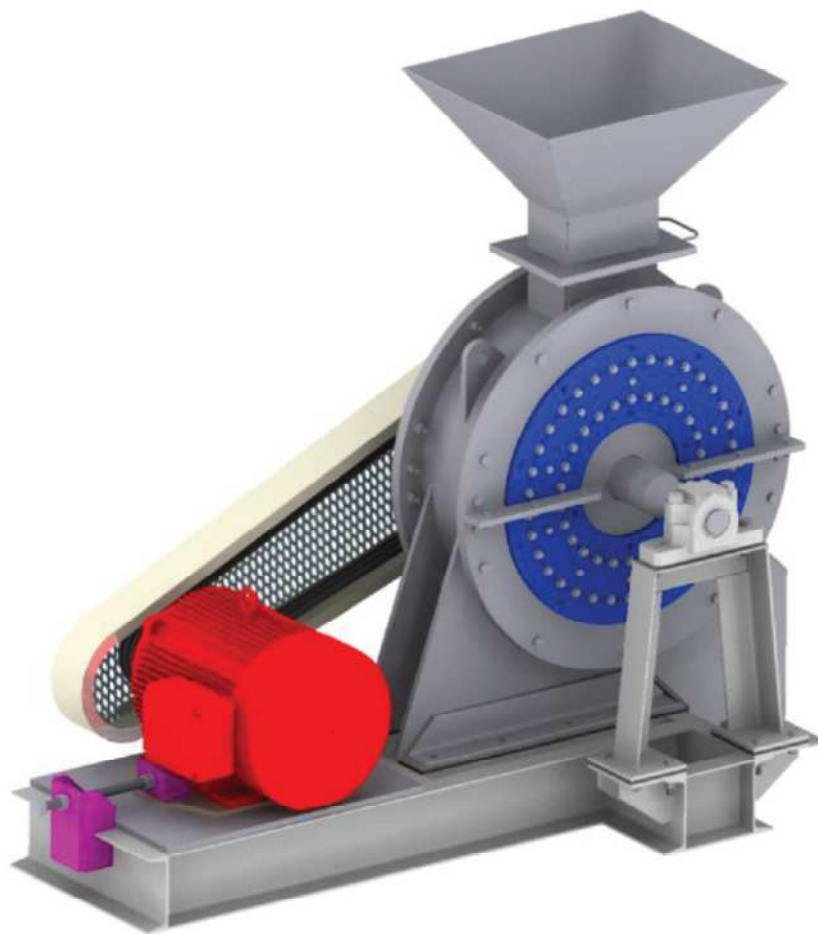
ANEXO C. Propiedades PROLON NA

Tabla de PROPIEDADES					
IDENTIFICACION DEL PRODUCTO		PROLON®			METODO DE ENSAYO
PROPIEDADES	UNIDADES	PROLON®NA	PROLON®CP(6/12)	PROLON®OL/OS	
GENERALES					
Densidad	-	1.15 - 1.18	1.10 - 1.13	1.14	ASTM D 792
Absorción de agua, 23°C / 24 hrs	%	0.8 - 1.14	0.7 - 1.2	0.5 - 1	ASTM D 570
Absorción de agua - Saturación	%	6 - 7	5 - 6	-	-
Dureza, Shore D Durometer	Scale-D	D 80 / D85	D 74, D 78, D 81	D 78 - 82	ASTM D 1706
Rockwell	-	R 115 - 120	R 100 - 110	R 105 - 115	ASTM D 785
Coefficiente de fricción, en seco, 40°C	-	0.35 - 0.40	0.35 - 0.45	0.13 - 0.14	PROLON OL - Acero
Lubricado inicialmente	-	-0.10	-0.10	0.05 - 0.10	P=0.05N/mm ² , V=0.6m/s
MECANICAS					
Módulo de elasticidad, 23°C	Kg/cm ²	24600 - 31600	21100 - 28100	21000 - 28100	ASTM D 638
Elongación en ruptura, 23°C	%	30 - 40	-	40	ASTM D 638
Resistencia a la tracción, 23°C	Kg/cm ²	840 - 890	630 - 840	720 - 910	ASTM D 638
Resistencia a la flexión	Kg/cm ²	-	-	770 - 1270	BS 503
Resistencia a la compresión	Kg/cm ²	~ 1100	~ 990	~ 1000	ASTM D 790/895
Resistencia al impacto, muesca 23°C	Kg/cm ²	4.8 - 5.4	Dependencia del tipo	-	ASTM D 256
Resistencia al impacto, muesca	kJ/m ²	3.0 - 4.0	8.0	5.0 - 6.0	DNV 53453
Resistencia al impacto, tensión	Joules/cm ² ft lbs/in ²	-	-	660 - 1100 75 - 125	ASTM D 676
TERMICAS					
Coefficiente de expansión lineal (entre 30 - 100°C)	mm/mm°C cm/cm°C	6.5 x 10 ⁻⁵	6.5 x 10 ⁻⁵	-	ASTM D 696
Expansión térmica	-	-	-	9 x 10 ⁻⁵	ASTM D 696
Punto de fusión	°C	220 / 225	210 / 215	225	ASTM D 789
Punto de fusión	°C	-	-	225	BS 103 C
Inflamabilidad	-	Autoextinguible	Autoextinguible	-	ASTM D 635
Temperatura de Deflexión, 4.5 Kg/cm ²	°C	155 - 165	140 - 150	-	ASTM D 648
Deformación bajo carga, 140 Kg/cm ² 50°C	%	0.5 - 1.0	1.0 - 1.5	0.5 - 1.5	ASTM D 621
Resistencia al calor, continua	°C	90 - 110	80 - 110	90 - 120	-
ELECTRICAS					
Coefficiente de conductividad térmica	Kcal/m.hr°C	-	0.21	-	ASTM D 177
Permisividad 50 - 16 x 10 ³ Hz	-	3.7	3.4 - 4.1	-	ASTM D 150
Factor de disipación 50 x 10 ³ Hz	-	0.02	0.01 - 0.04	-	ASTM D 150
Resistencia dieléctrica, corta duración, 0.5 mm espesor	KV/mm	>20	>15	-	ASTM D 149
Resistencia Volumétrica	V/0.001 in ohm/cm	>500 >10 ⁶	>300 >10 ⁶	-	ASTM D 257

* Estos valores no deben ser usados como especificaciones, ellos son valores típicos para guía y selección de materiales solamente.

Fuente: <http://polytechcomco.powweb.com/index.php/es/productos-y-servicios/materiales-semiacabados/prol%C3%B3n.html>

ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL



Industrias
AVM S.A
www.avm.com.co



Industrias
AVM S.A
PALM-OIL

TABLA DE CONTENIDO

1. DESCRIPCION DEL ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL _____	3
1.1 GENERALIDADES _____	3
2. DATOS GENERALES _____	4
2.1 OBJETIVO _____	5
2.2 DESCRIPCION DEL EQUIPO _____	5
3. CONDICIONES TECNICAS GENERALES _____	12
3.1 INSTALACIONES DEL EQUIPO _____	12
3.2 ELECTRICIDAD _____	12
3.2.1 TENSION DE LA RED _____	12
4. DATOS TECNICOS _____	13
REQUERIMIENTOS _____	13
DATOS SOBRE EL PRODUCTO _____	13
DATOS DEL EQUIPO _____	13
5. CONTROLES NECESARIOS PARA EL ROMPEDOR UNIVERSAL _____	14
5.1 CONTROLES _____	14
5.2 OPERACION DEL ROMPEDOR UNIVERSAL _____	15
5.2.1 PUESTA EN FUNCIONAMIENTO _____	15
5.2.2 DURANTE EL FUNCIONAMIENTO _____	15
5.2.3 PARADA _____	16
6. MANTENIMIENTO _____	17
6.1 OBJETO DEL MANTENIMIENTO _____	17
6.2 FORMATO DE MANTENIMIENTO SUGERIDO _____	17
6.2 MANTENIMIENTO A LARGO PLAZO _____	18
6.3 DIRECTRICES GENERALES _____	19
6.3.1 ATENCION A LA SEGURIDAD _____	19

1. DESCRIPCION DEL ROMPEDOR DE NUEZ UNIVESAL

1.1 GENERALIDADES

A diferencia de los Ripper Mills este tipo de rompedores no solo rompe en la periferia sino también en su interior mediante una serie de rodillos estáticos y unos móviles que al variar su distancia permite romper nueces de diferentes tamaños. Su alimentación no necesita graduación pero se debe garantizar que no se encuentren impurezas de gran tamaño y dureza ya que dañarían el rompedor.

También este tipo de rompedores presenta una ventaja en ahorro de costos de producción debido a su posibilidad de romper diferentes tamaños de nueces no se hace necesario el uso de un clasificador de nueces como se realiza actualmente en las plantas de extracción de aceite de palma.



2. DATOS GENERALES

Nombre del Cliente:

Lugar de Instalación:

Proyecto / Equipo: Rompedor de Nuez Tipo Rolek

Año de Fabricación: 2012

Código de Equipo: F1AVMPR030212

Editado por: Industrias AVM S.A.
Kilometro 6 Vía Girón
Junto a Cenfer (Colombia)
Tel: + (577) 6466665
Telefax: + (577) 6466665
E-mail: comercial@avm.com.co
WEB SITE: www.avm.com.co

Fecha de Publicación: 2012

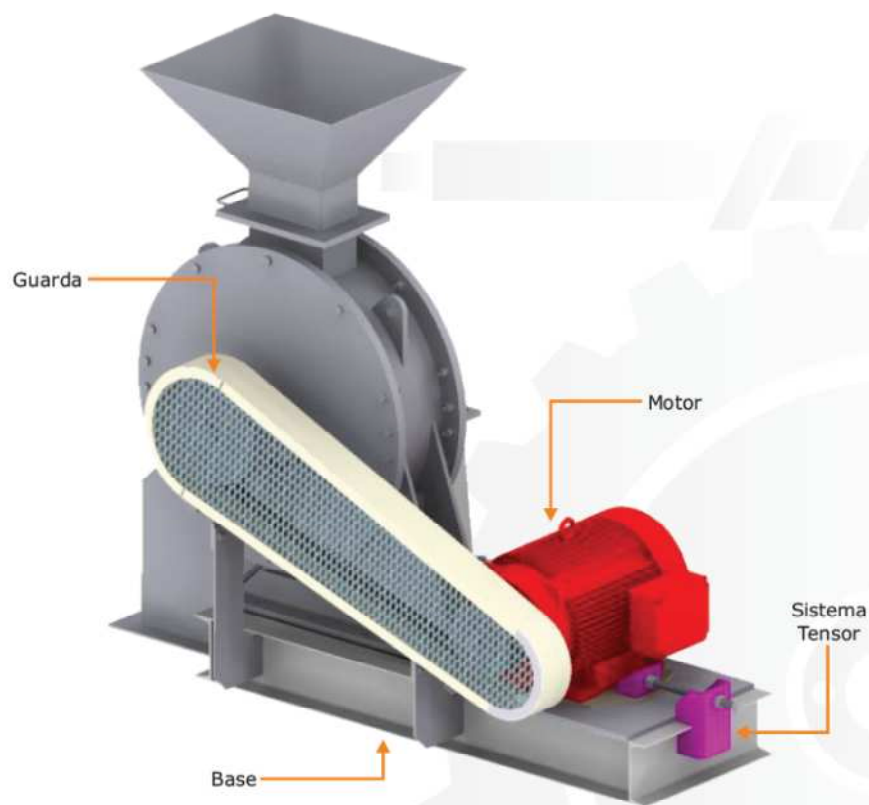
Preparado por: Departamento de Ingeniería

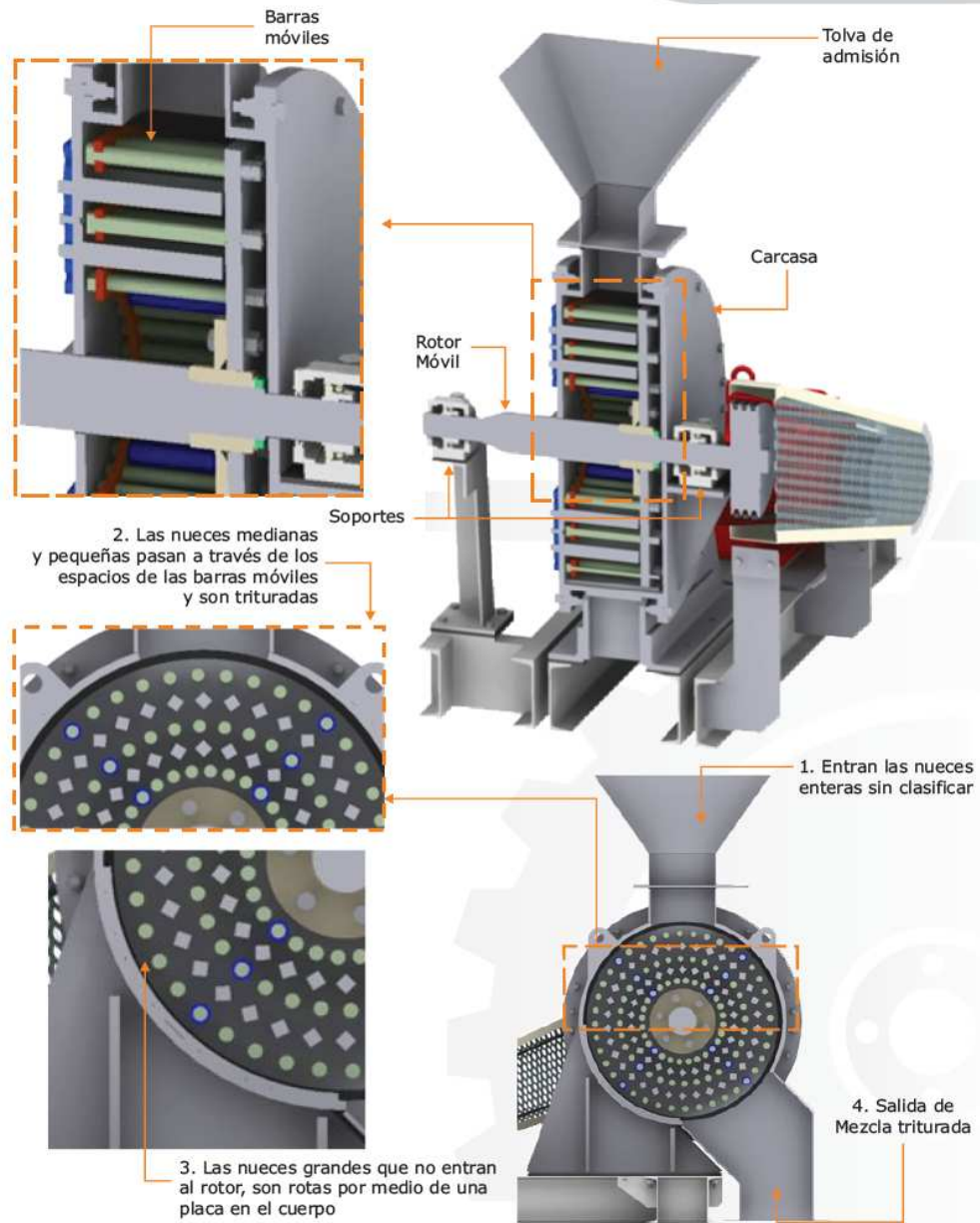
Revisado por: Departamento de Ingeniería

2.1 OBJETIVO

El objetivo del rompedor de nueces es como su nombre lo indica, romper la cáscara de las nueces, sin romper la almendra contenida dentro de la misma, la cual comúnmente es comercializada o procesada posteriormente para extraer aceite de palmiste.

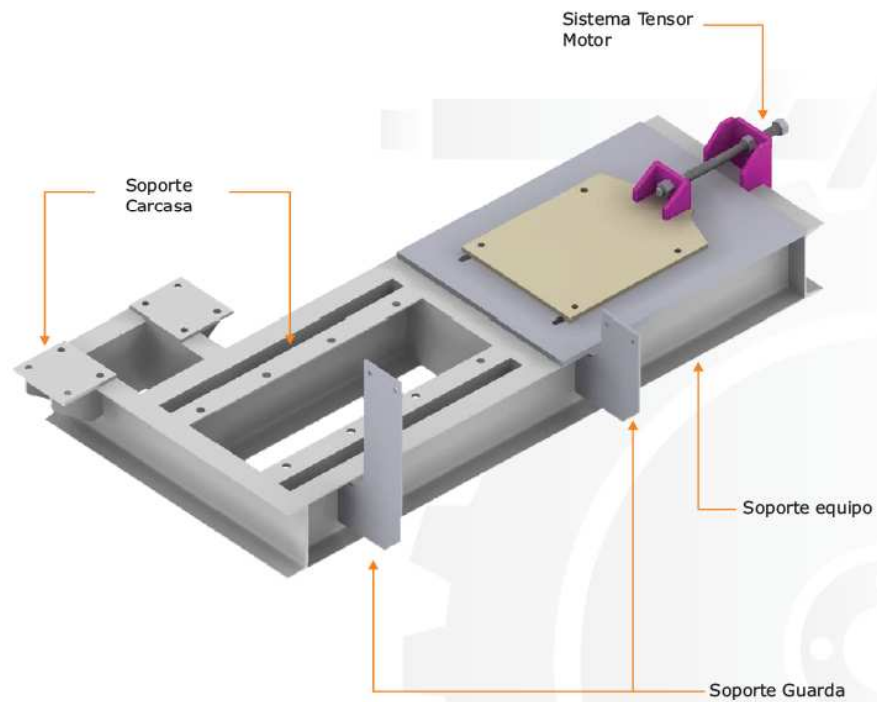
2.2 DESCRIPCION DEL EQUIPO





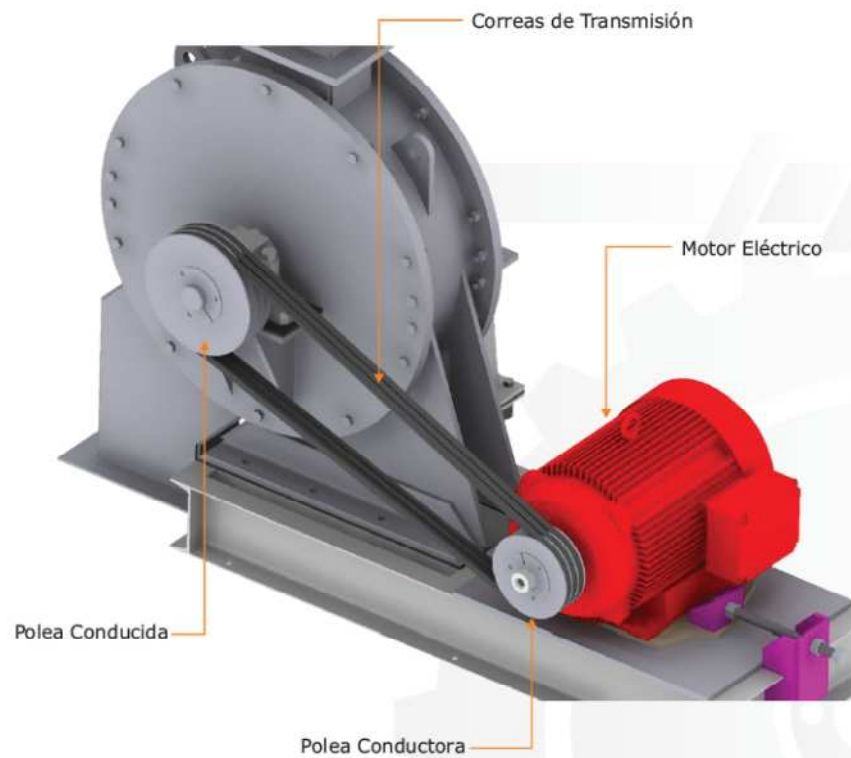
✓ **BASE**

Este conjunto es la base estructural de toda la maquina, se encarga de mantener la alineación del equipo al momento del proceso y de izaje, posee unas perforaciones para anclar la carcasa y para sujetar la maquina a la estructura de soporte. Da soporte al motor y a su sistema tensor, que facilita el montaje y desmontaje de las correas, al igual que a la guarda.



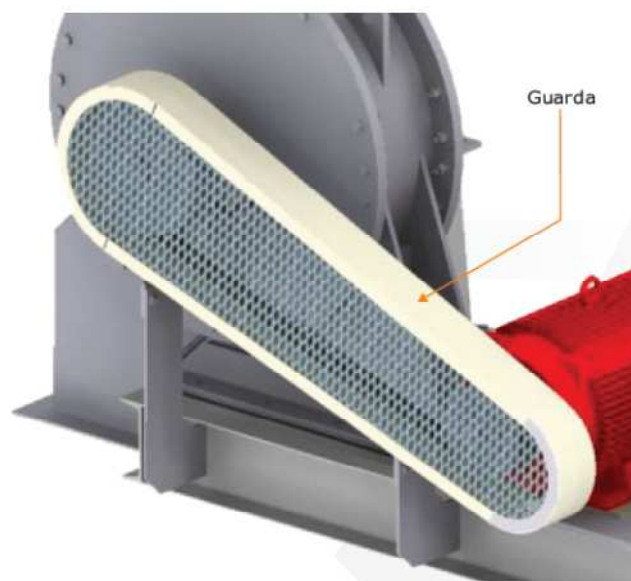
✓ SISTEMA TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La transmisión de potencia es la encargada de proveer la energía al equipo para su movimiento y para el rompimiento de las nueces, se realiza desde un motor eléctrico de 12 HP ABB, hasta el sistema rotor, a través de un sistemas de poleas polea tipo B 3 ranuras en acero con maguito de fijación \varnothing ext. 171 y \varnothing ext. 247, de correas flexibles "v" tipo B-90 con manguito de fijación.



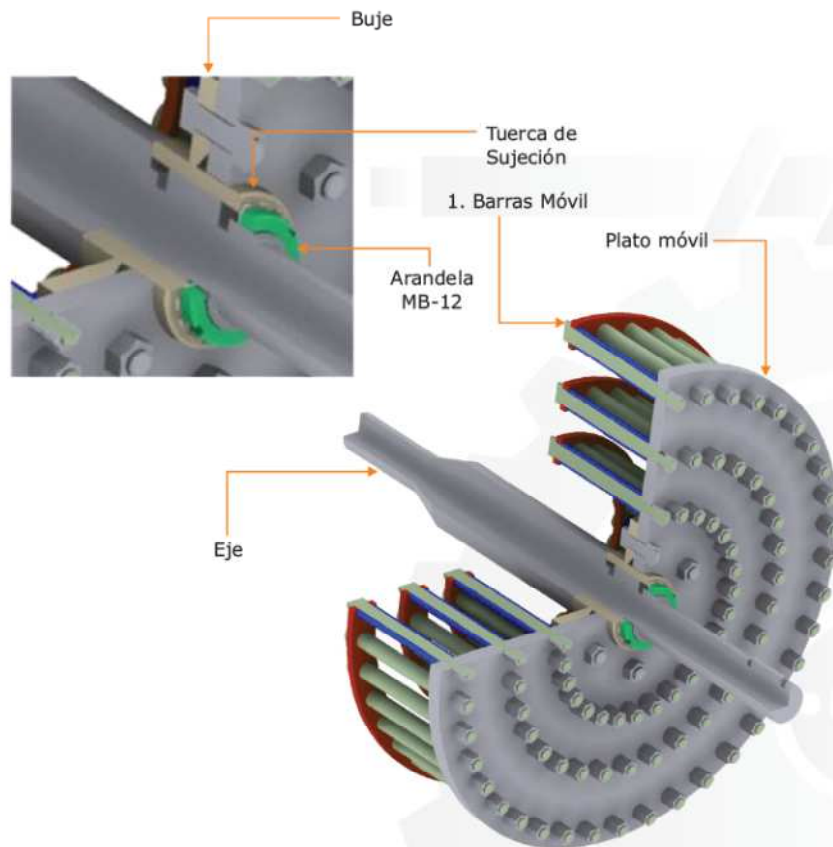
✓ **GUARDA**

Su función es la de proteger las partes móviles del equipo previniendo así algún accidente de tipo industrial.



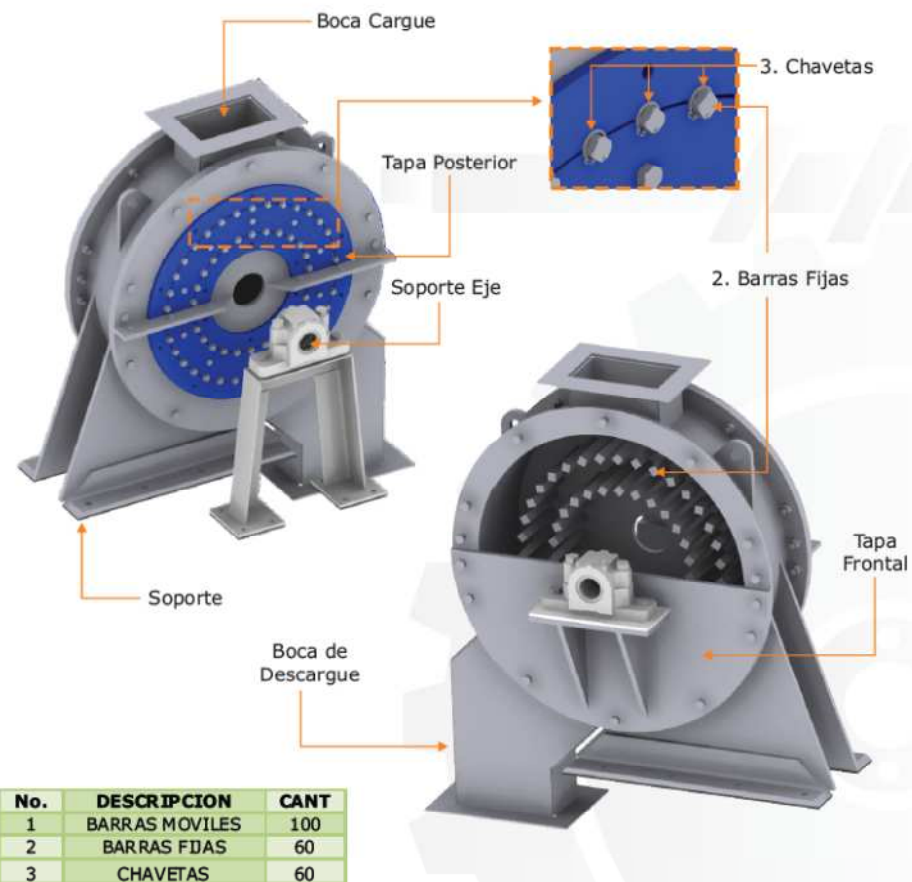
✓ **ROTOR**

El rotor es el único conjunto móvil del rompedor, su función principal es de mover las barras móviles y romper en conjunto con las fijas las nueces, posee un eje principal el cual recibe la potencia del motor por medio de unas poleas, esta es transmitida por el eje que mediante una cuña y una manzana al plato móvil de las barras circulares las cuales son las encargadas de romper las nueces.



✓ **CARCASA**

Este conjunto presenta varias funciones, la primera es la de dar soporte a las chumaceras SNL 511, rodamiento de bolas a rotula 2211 K, manguito de fijación H-311, anillo de fijación FRB 9.5/100 y sello de labio TSN 511 L sobre las cuales gira el Rotor, también le da soporte a las barras fijas y es el cuerpo de la maquina, recibe las nueces de la tolva de admisión, y entrega la mezda triturada una vez rota. El ensamble está compuesto por un cuerpo, una tapa frontal, una tapa posterior que sostiene las barras fijas, una placa rompedora, una boca de cargue, una boca de descargue y un soporte.



3. CONDICIONES TECNICAS GENERALES

3.1 INSTALACIONES DEL EQUIPO

La instalación y el ensamble de la máquina se han de llevar a cabo de acuerdo con los planos correspondientes.

Como norma general, el ambiente en que se haga la instalación ha de estar siempre lo más limpio posible. De ésta forma se evita la acumulación de suciedad sobre la máquina, el sistema de transmisión de potencia, etc.

Por lo demás, se habrán de tener en cuenta los requerimientos específicos y particularmente las normas aplicables al proceso de extracción de aceite de palma en su totalidad.

La máquina habrá de disponer de una buena accesibilidad para las labores de mantenimiento.

3.2 ELECTRICIDAD

3.2.1 TENSION DE LA RED

Una condición fundamental para asegurar un adecuado funcionamiento de la instalación eléctrica es disponer de un voltaje constante de la red eléctrica de alimentación.

La tensión de alimentación debe ser la del equipo eléctrico, permitiéndose una tolerancia del +/- 5%.

Es recomendable controlar si el motor es alimentado con la tensión adecuada (440 Voltios, se debe comprobar placa de fabricación) y si no se sobrepasa el valor de conexión.

4. DATOS TECNICOS

REQUERIMIENTOS

ENERGIA
Energía eléctrica: Tensión de la red 3 fases 440 V. 60Hz

DATOS SOBRE EL PRODUCTO

Producto a tratar: Nueces secas provenientes del elevador.

DATOS DEL EQUIPO

Funciones: Romper la nuez en su periferia e interior mediante una serie de rodillos estáticos y unos móviles que al variar su distancia permite romper nueces de diferentes tamaños.

Capacidad: 3 T/HR de nuez.

Medio de accionamiento: Motor eléctrico ABB.

Potencia del motor: 12 HP

5. CONTROLES NECESARIOS PARA EL ROMPEDOR DE NUEZ

5.1 CONTROLES

Antes de la puesta en funcionamiento del equipo es importante verificar los siguientes pasos:

- ✓ Verificar que el anclaje de la máquina sea el apropiado revisando que los tornillos de anclaje se encuentren ajustados y en buen estado. Esto para evitar que se produzca un estado de vibración excesivo que pueda originar falla prematura en la máquina o deterioro de sus elementos.
- ✓ Verificar que las barras de trituración estén bien aseguradas y en posición correcta, además, se debe revisar que ninguna barra se encuentre rota o flectada pues puede originar un daño severo en los demás elementos de la máquina.
- ✓ Revisar que las placas de graduación del rotor, ubicadas en la parte frontal y posterior del rompedor de nueces marquen el mismo valor, con esto se asegura que el rotor se encuentre alineado.
- ✓ Revisar que los tornillos de fijación del rotor se encuentren bien ajustados para evitar vibración excesiva debida a la huelgo, y que más adelante puede repercutir en daños severos en la máquina.
- ✓ Antes de encender la máquina es necesario verificar que el motor se encuentre bien conectado y que gira en la dirección de rotación deseada para el trabajo.
- ✓ Se deben inspeccionar que funcionen adecuadamente los dispositivos de seguridad contra sobrecargas.
- ✓ Verificar que la tensión en las bandas de transmisión de potencia sea la adecuada y que el estado de las bandas sea el óptimo para la puesta en funcionamiento del equipo.
- ✓ Revisar que la guarda transmisión se encuentra bien asegurada a la base del rompedor y que no se encuentre rozando con las poleas ni con las bandas.
- ✓ Revisar que las poleas del sistema de transmisión de potencia se encuentren bien alineadas.

5.2 OPERACION DEL ROMPEDOR DE NUECES TIPO ROLEK

5.2.1 PUESTA EN FUNCIONAMIENTO

Una vez se han verificado las instrucciones dadas en "Controles" se procede como sigue:

1. Asegurarse que el sistema eléctrico se encuentre en orden, verificando que los fusibles y los elementos de protección contra sobrecargas tanto eléctricas como mecánicas se encuentren en perfecto estado.
2. Revisar que el equipo se encuentre sin nueces en su interior, lo cual, en el momento del arranque puede inducir sobrecargas en el sistema eléctrico y originar falla en el sistema de transmisión de potencia o en los elementos mecánicos que componen la máquina.
3. Por seguridad, luego de la instalación, se debe rotar manualmente la polea del sistema rompedor para verificar que no exista choque entre las barras fijas y las móviles, aunque la máquina está diseñada para que esto nunca ocurra, es recomendable verificar la condición anterior.
4. Encender el motor eléctrico y esperar a que el arranque estrella triángulo se realice de manera correcta.
5. Revisar que la máquina no presente vibración ni ruido excesivo, el cual si se presentara podría ser causado por el roce entre las barras fijas y las barras del rotor, o por huelgo entre algunos de sus elementos.

5.2.2 DURANTE EL FUNCIONAMIENTO

Se ha de tener en cuenta que durante el funcionamiento del rompedor los siguientes aspectos:

1. Mientras se encuentre en funcionamiento el equipo, se debe inspeccionar que el funcionamiento del mismo sea el adecuado y que no exista ruido ni vibración excesiva, superior a la producida por su funcionamiento normal.

2. Se debe asegurar que el producto de entrada no contenga objetos que puedan tener un tamaño o dureza mayor al de las nueces, de lo contrario estos objetos pueden dañar las barras de trituración, el rotor o inducir sobrecargas mecánicas o eléctricas en el sistema.
Para asegurar que no entren objetos metálicos al rompedor, se cuenta con un sistema de captación magnético, al cual se adhieren los elementos metálicos antes de llegar al rompedor de nueces. Aunque existen elementos que debido a su naturaleza no son atraídos por el imán, pudiendo entrar al rompedor, debido a esto se debe tener especial cuidado de que no ingresen elementos dañinos para el rompedor durante el proceso de la planta.
3. Durante el funcionamiento del rompedor, se debe revisar que no se estén rompiendo las almendras, o que pasen nueces sin ser rotas. Si se presenta esta situación es necesario modificar la separación entre las barras del rotor y las barras de trituración fijas o si la falla se presenta en el clasificador de nueces.

5.2.3 PARADA

Al finalizar la jornada de trabajo, se deben tener en cuenta las siguientes indicaciones:

1. Interrumpir la entrada de nueces al rompedor.
2. Dejar funcionando el rompedor hasta que quede totalmente vacío. Esta condición es estrictamente necesaria para evitar inconvenientes en el momento de encender nuevamente la máquina. Para verificar ésta condición, basta con inspeccionar el transportador de mezcla triturada, y comprobar que no se encuentren circulando nueces rotas.
3. Después de verificar que el rompedor se encuentra vacío y que el elevador se encuentre apagado procede a apagar el motor.

6. MANTENIMIENTO

6.1 OBJETO DEL MANTENIMIENTO

Las recomendaciones que se dan en el presente catálogo respecto al mantenimiento de los diversos elementos constitutivos del Rompedor de nuez, tienen por objeto asegurar un funcionamiento continuo de los medios de producción en la planta extractora de aceite. Sin lugar a duda, para que las labores de mantenimiento alcancen los objetivos planeados, es de vital importancia la regularidad y responsabilidad con que se lleven a cabo las tareas a ejecutarse.

Para facilitar un poco las tareas de mantenimiento y llevar un control periódico de las mismas, se han elaborado unos esquemas que sirven como guías, en los cuales se detallan los trabajos y la frecuencia con que se han de efectuar. Dicho formato se presenta a continuación:

6.2 FORMATO DE MANTENIMIENTO SUGERIDO

No.	DESCRIPCION DE LA LABOR A REALIZAR	PERIODO DE REALIZACION
1	Revisar el estado de las tapas laterales, frontal, posterior, láminas de desgaste Y anclaje del motor eléctrico se encuentren en buen estado para cumplir su función.	1 mes
2	Revisar el estado de los rodamientos del conjunto rotor, lubricarlos o cambiarlos si es necesario.	1 mes
3	Verificar que el sistema de transmisión de potencia se encuentren en buenas condiciones. alineación de poleas, tensión de correas y ubicación de guarda sean las optimas.	1 mes
4	Realizar un mantenimiento preventivo en el sistema de captación magnética.	1 mes
5	Revisar el perfecto estado del sistema eléctrico del motor, verificando que el sistema de arranque funcione adecuadamente y que el sistema de protección contra sobrecargas funcione de manera correcta.	1 mes

6	Revisar el estado de las mordazas de fijación, verificando que las cuñas cumplan la función de mantener fijas las barras de trituración, evitando que roten sobre su eje.	2 meses
7	Revisar el estado de las barras del rotor, verificando que no se encuentren flectadas, sueltas o rotas.	2 meses
8	Verificar que los platos de soporte, los bujes de separación y las manzanas de fijación del rotor se encuentren en buen estado.	2 meses
9	Revisar el desgaste de las barras de trituración fijas (barras cuadradas), revisando que el desgaste de cada una de las aristas (bordes de trabajo) no sea excesivo. Si es crítico se deben rotar o cambiar según corresponda.	2 meses
10	Verificar que el eje del conjunto rotor se encuentra en buenas condiciones, que no se encuentre flectado, y que no presente grietas o indicios de falla.	2 meses
11	Revisar el estado general del equipo, observando condiciones de oxidación, desgaste, etc.	6 meses

6.2 MANTENIMIENTO A LARGO PLAZO

Las recomendaciones incluidas en éste catálogo y que se refieren al mantenimiento preventivo de la instalación, valen para un periodo máximo de un año.

En determinados casos será necesario llevar a cabo alguna tarea de mantenimiento a largo plazo, como por ejemplo el debido al envejecimiento de la instalación o porque alguna pieza ha superado su periodo de vida útil, en éstos casos se deben realizar estas reparaciones o cambios, las cuales no están programadas en el presente catálogo.

Por lo que se refiere a los trabajos que pueden ser efectuados por el personal del servicio propio de mantenimiento, las instrucciones, dibujos y documentación incluidos en el presente catálogo aclaran la manera de remplazar, desmontar o montar las piezas.

Por otra parte, también es posible que deban ejecutarse trabajos que requieran una evidente especialización que no puedan realizarse en el sitio de trabajo, por lo cual deberá ser trasladada la máquina o sus partes a los proveedores con que cuente para su correspondiente evaluación y ejecución.

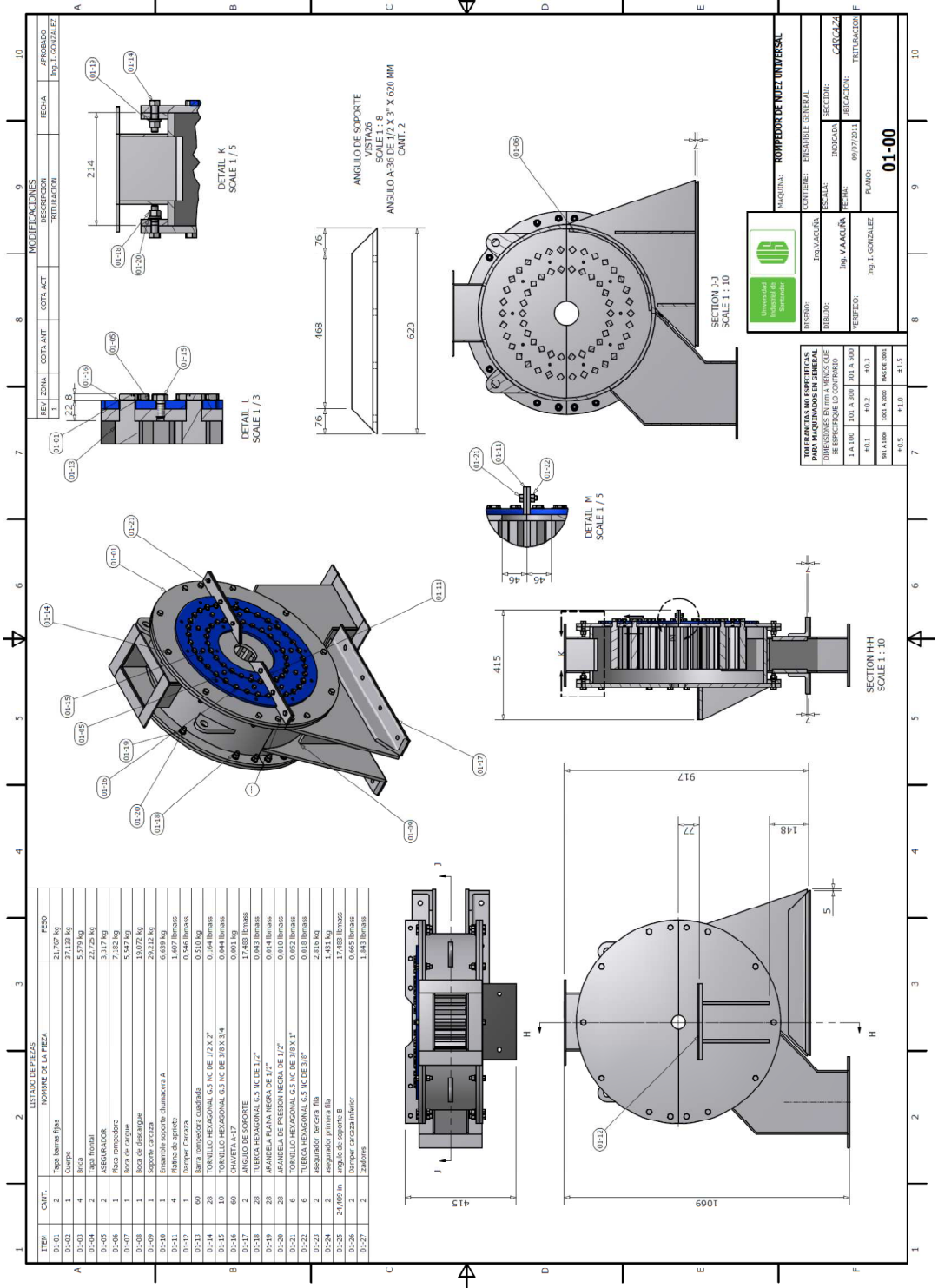
6.3 DIRECTRICES GENERALES

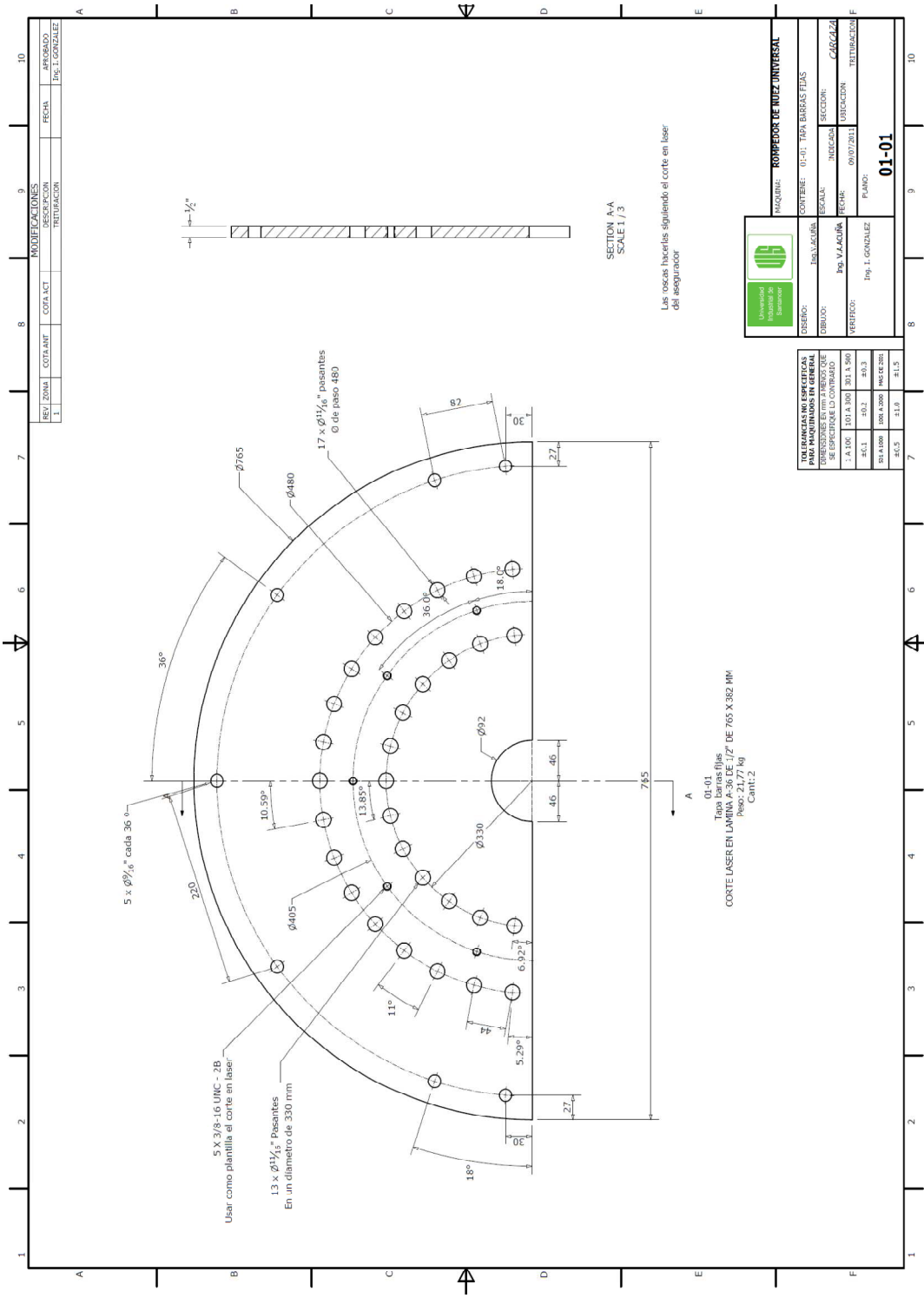
6.3.1 ATENCION A LA SEGURIDAD

Para efectuar trabajos de mantenimiento o inspección será necesario generalmente desmontar alguna pieza lo que modificará el estado original de la máquina o elemento que se trate. En tal caso es indispensable adoptar todas las medidas de seguridad especiales que sean necesarias para cuidar la integridad del personal. Los encargados de la preparación o ejecución de estos trabajos han de adoptar necesariamente, como obligación inexcusable, **todas aquellas medidas de seguridad que garanticen un trabajo absolutamente exento de peligros.**



ANEXO E. Planos de fabricación





SECTION A-A
SCALE 1 / 3

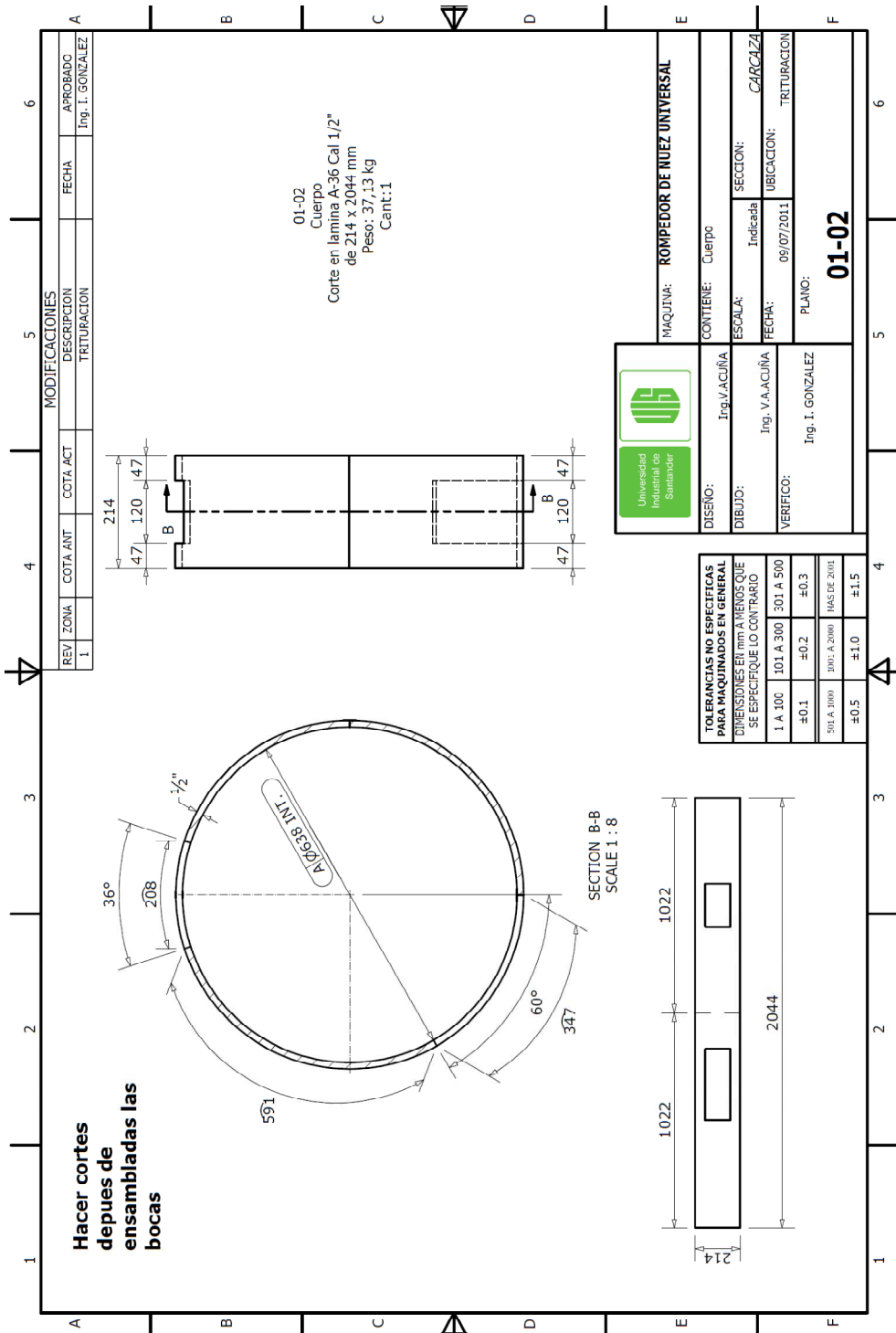
Las oscas hicieras siguiendo el corte en laser del asegurador

01-01
Tapa barnas filias
CORTE LASER EN LAMINA A-36 DE 1/2" DE 765 X 382 MM
Peso: 217.7 kg
CANT: 2

TOLERANCIAS EN GENERAL	
PARA MAQUINADOS EN GENERAL	± 0.100
PARA MAQUINADOS EN GENERAL	± 0.1
PARA MAQUINADOS EN GENERAL	± 0.5
PARA MAQUINADOS EN GENERAL	± 1.0
PARA MAQUINADOS EN GENERAL	± 1.5

	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PROYECTO: ROMPEDOR DE TIENEZ UNIVERSAL
	DEPARTAMENTO DE INGENIERIA	CONTIENE: 01-01, TAPA BARNAS FILIAS
DESIGNADO:	ING. V. AGUIRRE	ESCALA:
VERIFICADO:	ING. V. AGUIRRE	INDICACION:
FECHA:	09/07/2011	SECCION:
ELABORADO:	ING. I. GONZALEZ	UBICACION:
PLANO:	01-01	REVISION:


REV.	ZONA	CONTACT	MODIFICACIONES	FECHA	APROBADO
1			DESCRIPCION		ING. I. GONZALEZ



MODIFICACIONES			
REV/ ZONA	COTA ANT	COTA ACT	DESCRIPCION
1			TRITURACION

FECHA	APROBADO
	Ing. I. GONZALEZ

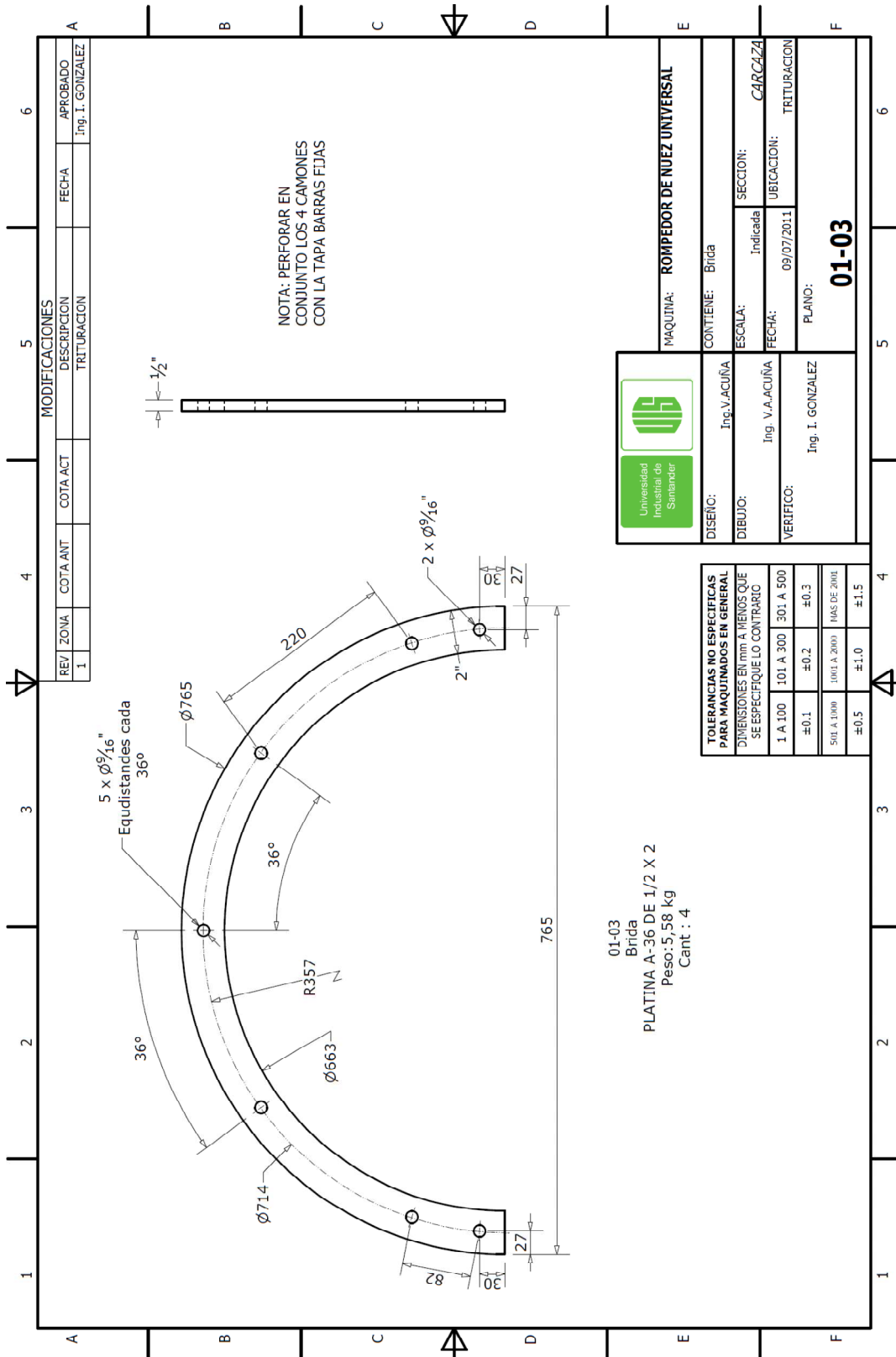
01-02
 Cuerpo
 Corte en lamina A-36 Cal 1/2"
 de 214 x 2044 mm
 Peso: 37,13 kg
 Cant: 1

		MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL
DISEÑO: Ing. V. ACUÑA	CONTIENE: Cuerpo	
DIBUJO: Ing. V. A. ACUÑA	ESCALA: Indicada	SECCION: CARCAZA
VERIFICO: Ing. I. GONZALEZ	FECHA: 09/07/2011	UBICACION: TRITURACION
PLANO:		01-02

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL		
DIMENSIONES EN MM A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO		
1 A 300	±0.1	301 A 500
101 A 300	±0.2	501 A 2000
301 A 500	±0.3	2001 A 2000
501 A 2000	±0.5	2001 A 2000
2001 A 2000	±1.0	2001 A 2000
2001 A 2000	±1.5	2001 A 2000

SECTION B-B
 SCALE 1 : 8

Hacer cortes
 despues de
 ensambladas las
 bocas



01-03
Brida
PLATINA A-36 DE 1/2 X 2
Peso: 5,58 kg
Cant : 4

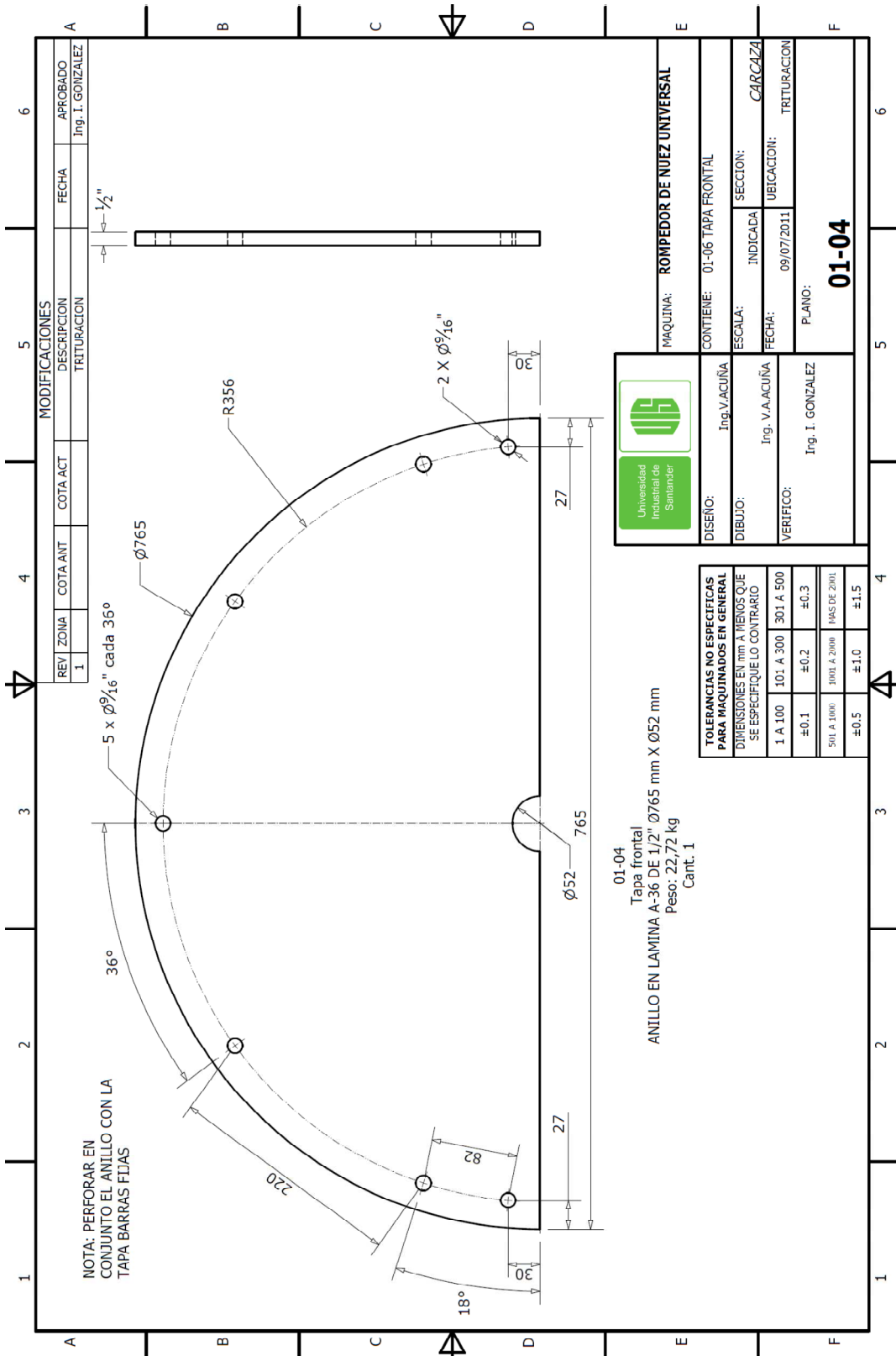
TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL	
DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO	
1 A 100	±0.1
101 A 300	±0.2
301 A 500	±0.3
501 A 1000	±1.0
1001 A 2000	±1.0
MÁS DE 2000	±1.5

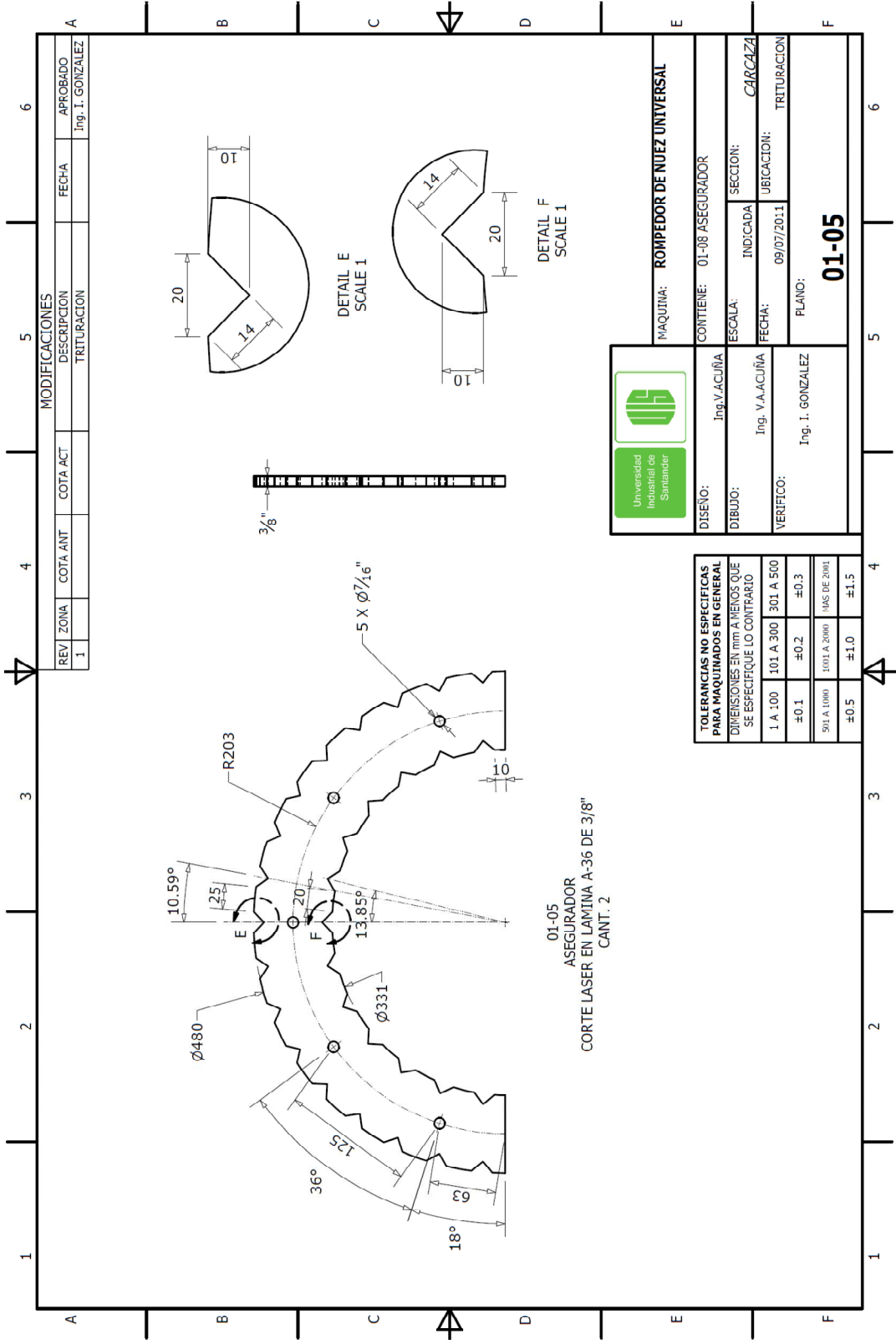
	MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL
	CONTIENE: Brida
	ESCALA: Indicada
	FECHA: 09/07/2011
DISEÑO: Ing. V. ACUÑA	SECCION: CARCAZA
DIBUJO: Ing. V. A. ACUÑA	UBICACION: TRITURACION
VERIFICO: Ing. I. GONZALEZ	PLANO:
01-03	

MODIFICACIONES			
REV	ZONA	COTA ANT	COTA ACT
1			

FECHA	APROBADO
	Ing. I. GONZALEZ


TRITURACION



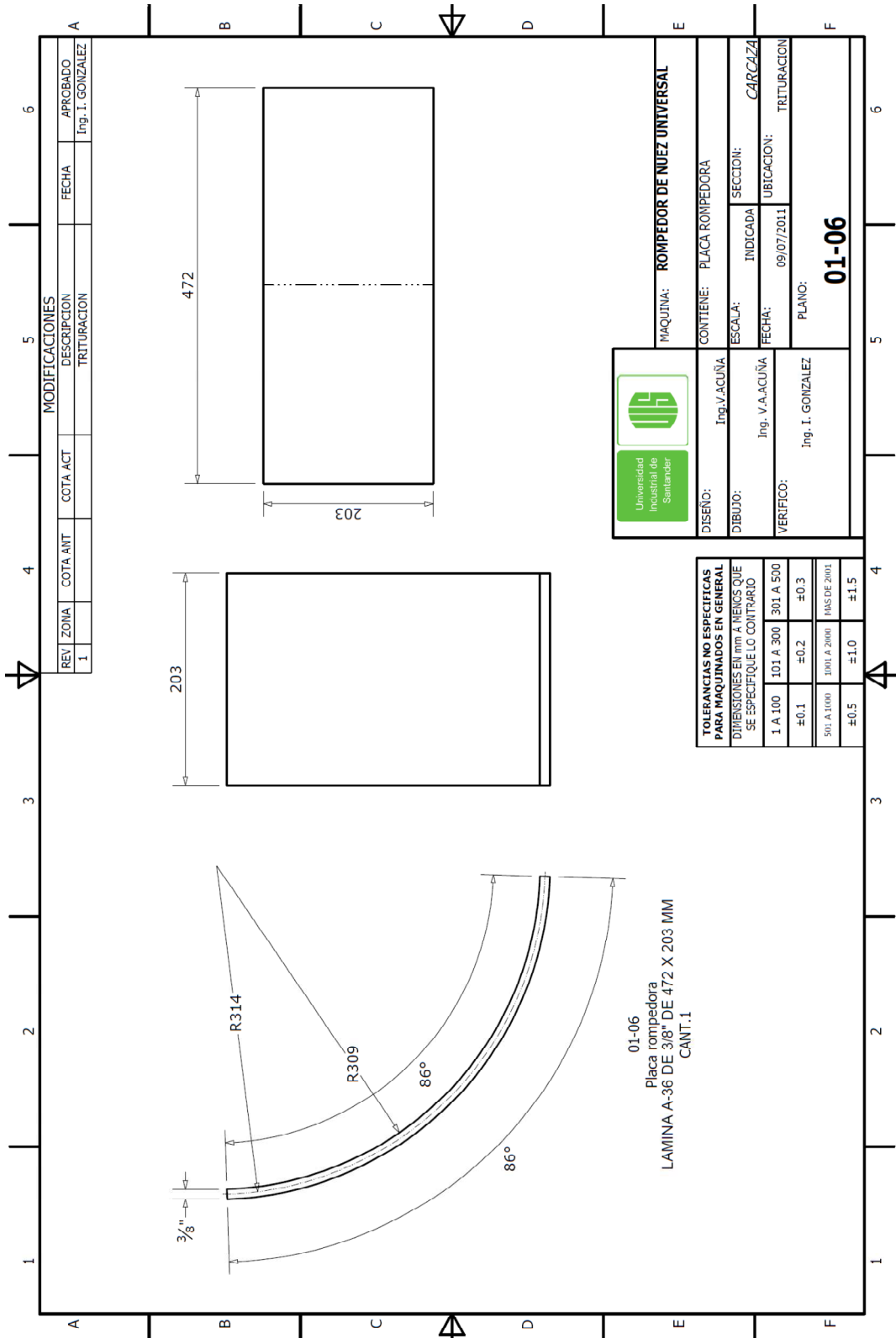


MODIFICACIONES			
REV	ZONA	COTA ANT	COTA ACT
1			

DESCRIPCION	FECHA	APROBADO
TRITURACION		Ing. I. GONZALEZ

		MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL	
DISEÑO:	Ing. V. ACUÑA	CONTIENE:	01-08 ASEGURADOR
DIBUJO:	Ing. V. A. ACUÑA	ESCALA:	INDICADA
VERIFICO:	Ing. I. GONZALEZ	FECHA:	09/07/2011
		SECCION:	CARCAZA
		UBICACION:	TRITURACION
		FLANO:	
		01-05	

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO			
I. A. 100	±0.1	101 A. 300	±0.2
		301 A. 500	±0.3
901 A. 1000	±0.5	1001 A. 2000	±1.0
		MAS DE 2001	±1.5

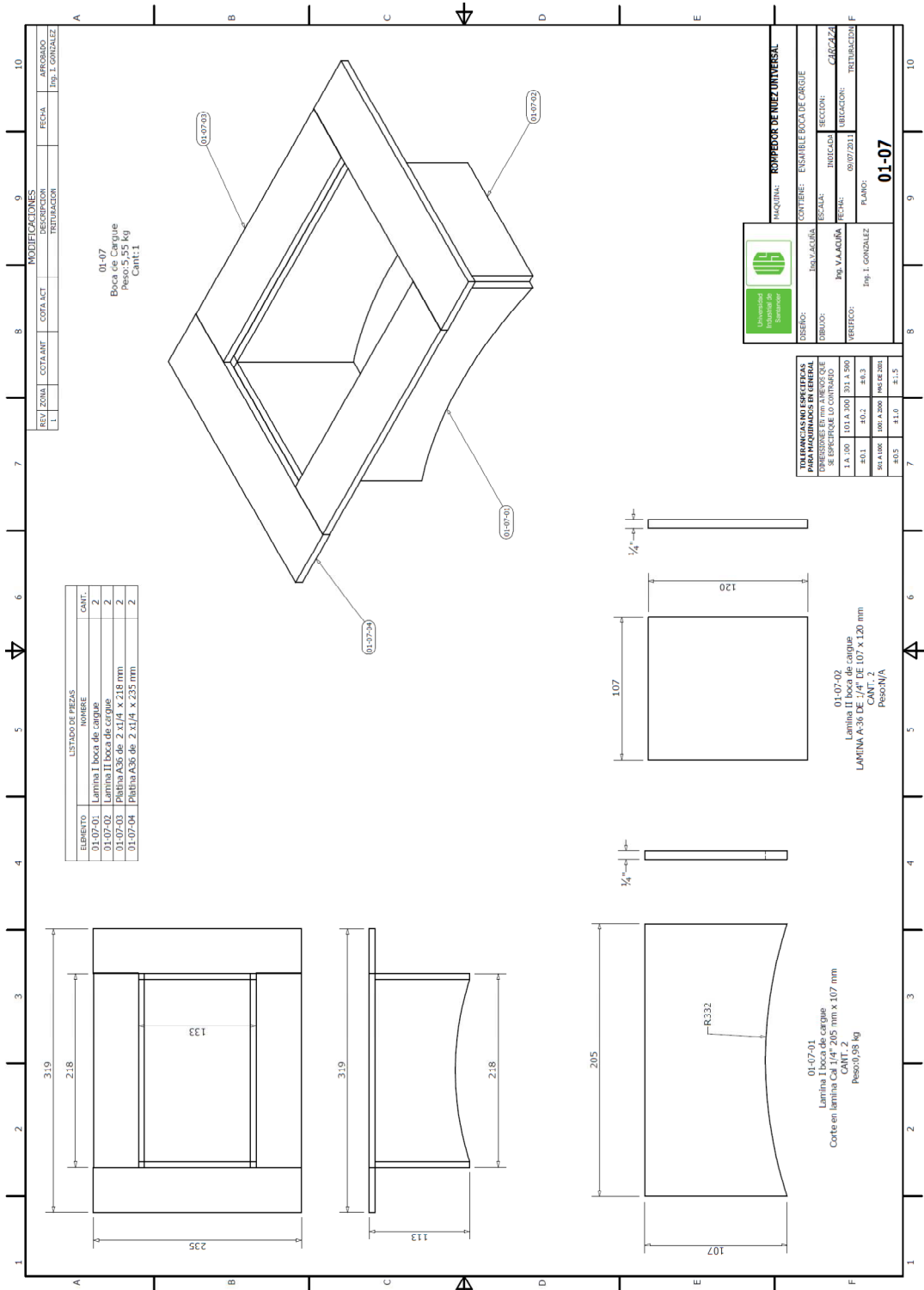


MODIFICACIONES			
REV	ZONA	COTA ANT	COTA ACT
1			

FECHA	APROBADO
	Ing. I. GONZALEZ

		MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL	
DISEÑO: Ing. V. ACUÑA		CONTIENE: PLACA ROMPEDORA	
DIBUJO: Ing. V. A. ACUÑA		ESCALA: INDICADA	
VERIFICO: Ing. I. GONZALEZ		FECHA: 09/07/2011	
		SECCION: CARCAZA	
		UBICACION: TRITURACION	
		PLANO:	
		01-06	

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL			
DIMENSIONES EN MM A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO			
1 A 100	101 A 300	301 A 500	
±0.1	±0.2	±0.3	
501 A 1000	1001 A 2000	2001 A 3000	
±0.5	±1.0	±1.5	



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE PUEBLO VIEJO

MAQUINA: **ROMPEDOR DE HIELO UNIVERSAL**

CONTENIDO: **ENSAMBLE BOCA DE CARGUE**

ESCALA: INDICADA

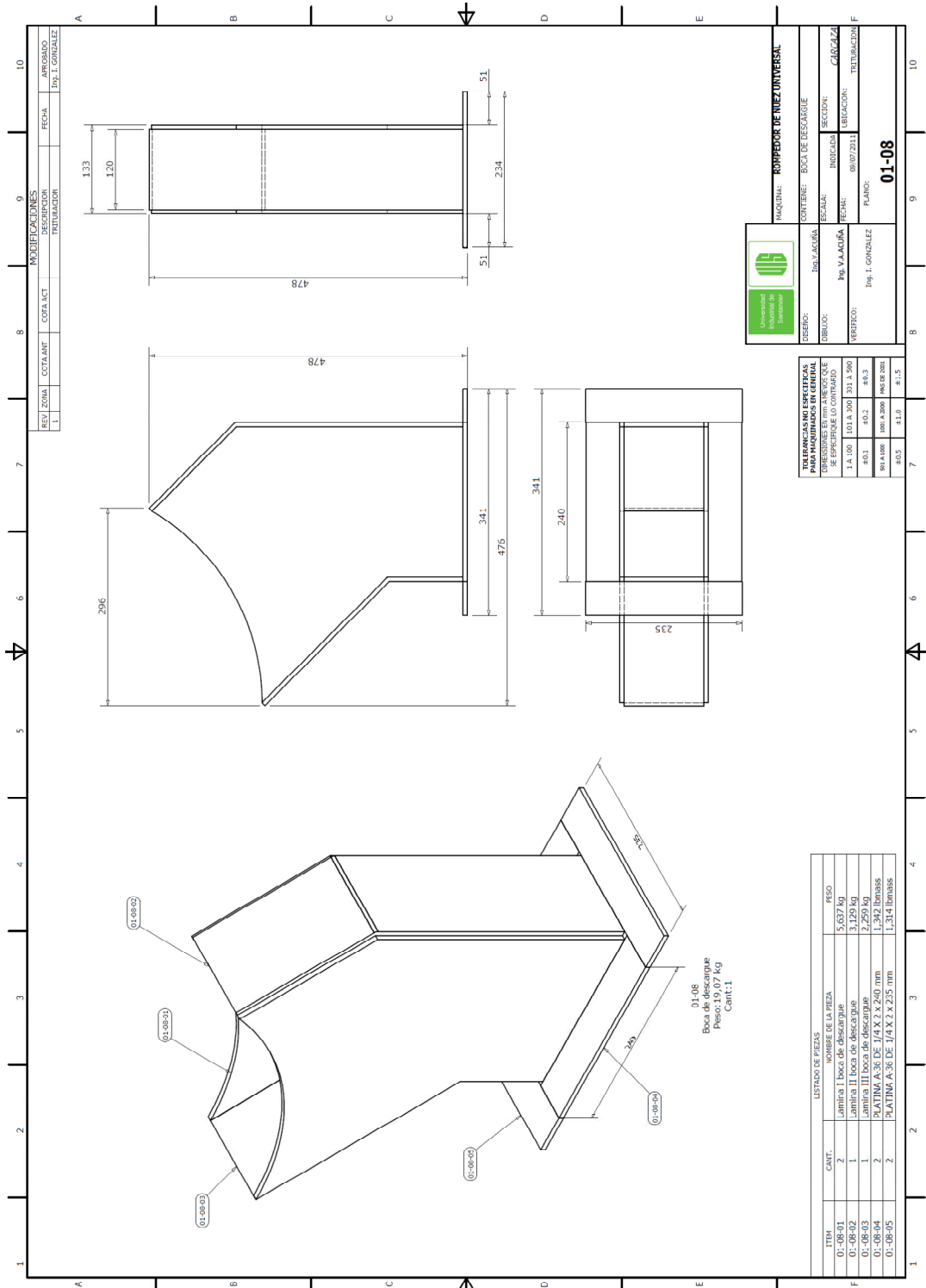
FECHA: 08/07/2011

PROFESOR: Ing. I. GONZALEZ

SECCION: **CARICAZA**

UBICACION: **TREBUJACION**

PLANO: **01-07**



01-08
Boca de descarga
Peso: 19,07 Kg
Cant: 1

ITEM	CANT.	NOMBRE DE LA PIEZA	PESO
01-08-01	2	Laminaria I boca de descarga	5,637 Kg
01-08-02	1	Laminaria II boca de descarga	3,129 Kg
01-08-03	2	Laminaria III boca de descarga	2,722 Kg
01-08-04	2	PLATINA A: 36 DE 14 X 2 X 240 mm	1,742 libras
01-08-05	2	PLATINA B: 36 DE 14 X 2 X 235 mm	1,314 libras

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO			
±0.1	±0.2	±0.3	±0.5
±0.1	±0.2	±0.3	±0.5
±0.1	±0.2	±0.3	±0.5
±0.1	±0.2	±0.3	±0.5

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE COSTA RICA

ESCUELA DE INGENIERIA

INGENIERIA EN MECANICA

FECHA: 06/07/2011

PLANO: 01-08

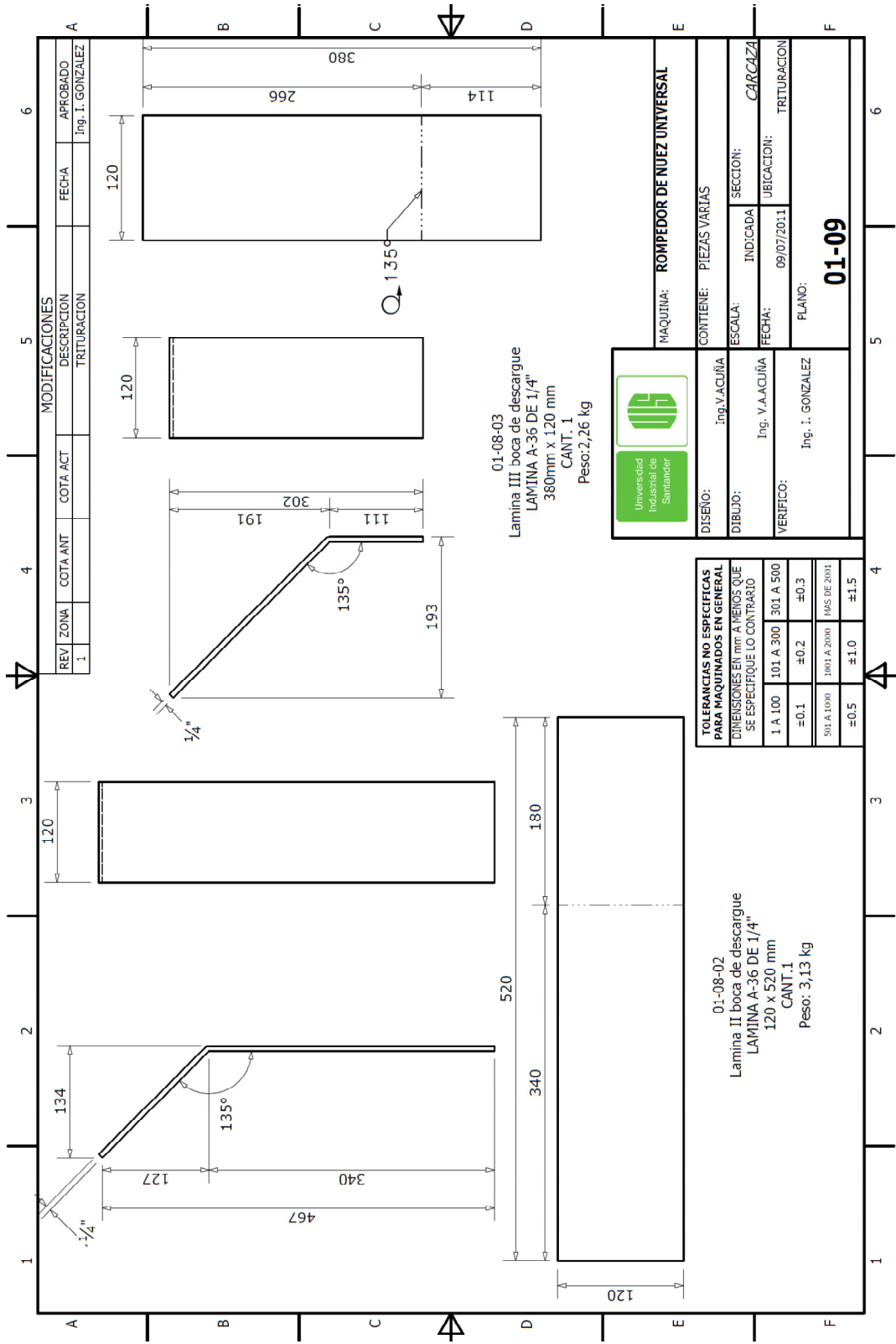
MAQUINA: ROMPEDOR DE FUERZA UNIVERSAL

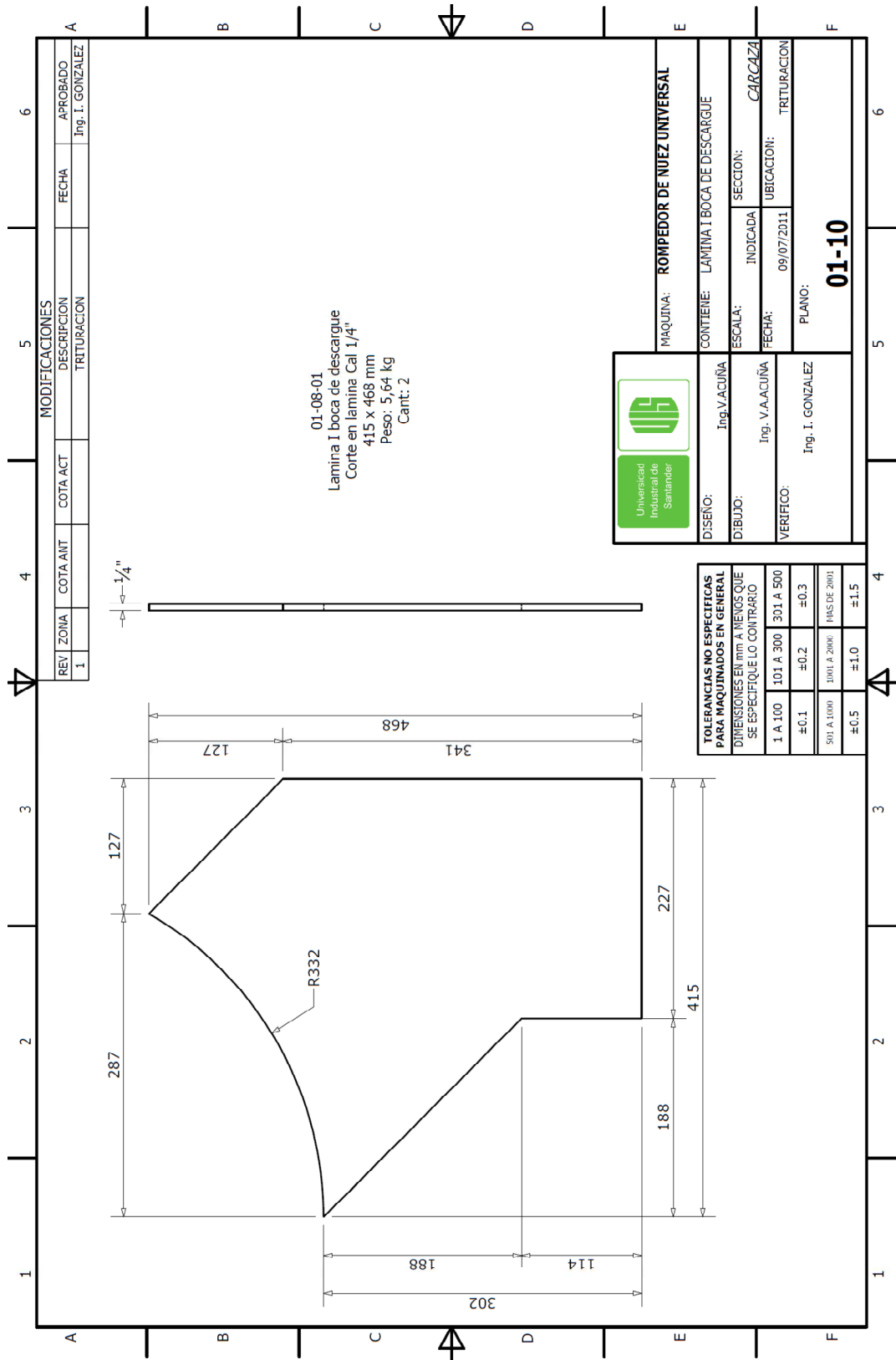
CONTIENE: BOCA DE DESCARGUE

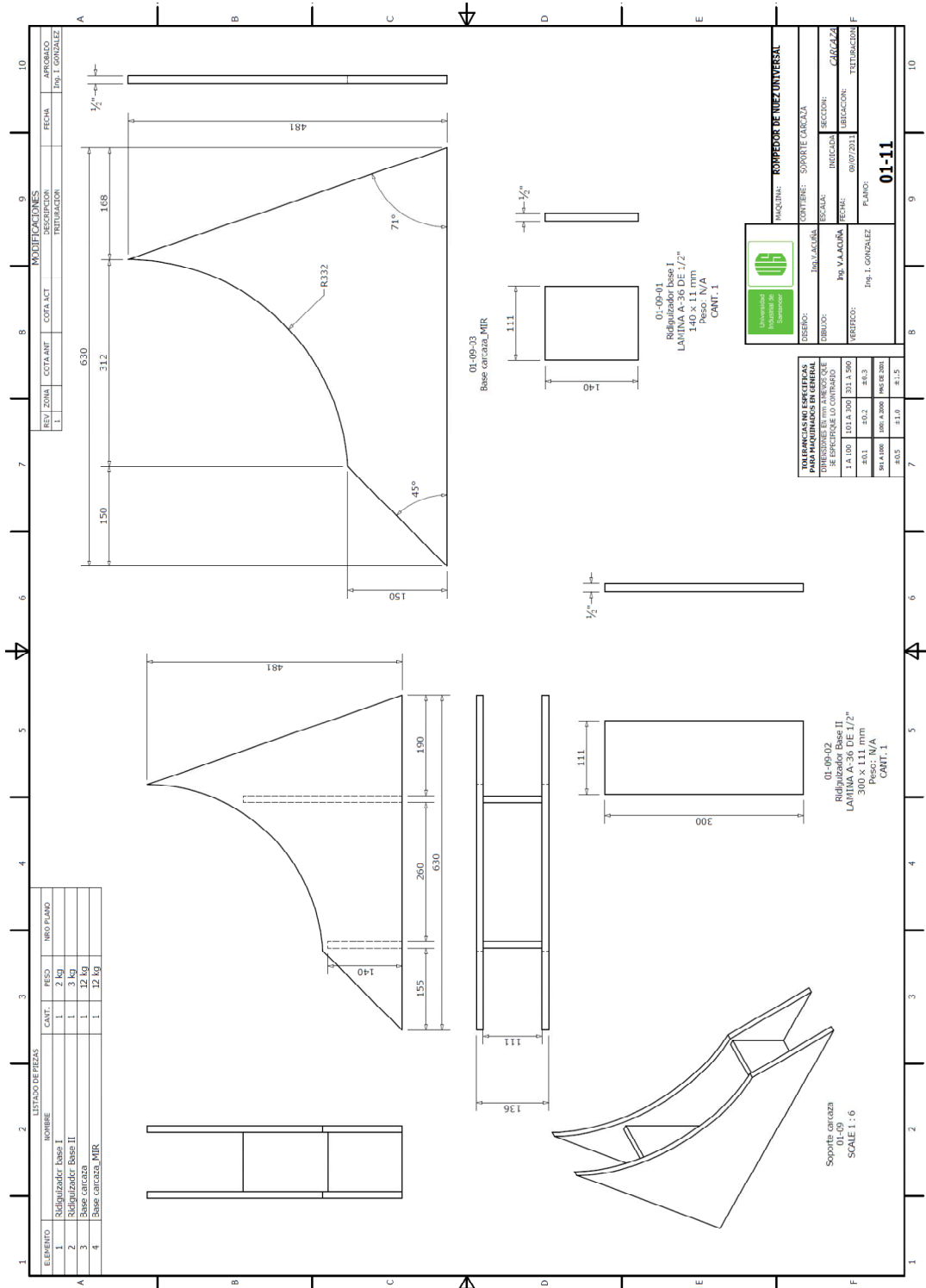
SECCION: CARCAZA

VERIFICADO: Ing. I. GONZALEZ

REV.	ZONA	COTA/AMF.	MODIFICACIONES	FECHA	ELABORADO
1			REVISACION		Ing. I. GONZALEZ







REV.	ZONA	CONTENID.	COM. Y LECT.	FECHA	APROBADO
1					Ing. I. GONZALEZ

REV.	ZONA	CONTENID.	COM. Y LECT.	FECHA	APROBADO
1					Ing. I. GONZALEZ

ELEMENTO	LISTADO DE PIEZAS	NOMBRE	CANT.	PESO	NIÑO PLANO
1		Reductor Base I	1	2 Kg	
2		Reductor Base II	1	4 Kg	
3		Base carcasa MIR	1	12 Kg	
4		Base carcasa MIR	1	12 Kg	

REV.	ZONA	CONTENID.	COM. Y LECT.	FECHA	APROBADO
1					Ing. I. GONZALEZ

REV.	ZONA	CONTENID.	COM. Y LECT.	FECHA	APROBADO
1					Ing. I. GONZALEZ

REV.	ZONA	CONTENID.	COM. Y LECT.	FECHA	APROBADO
1					Ing. I. GONZALEZ

MAQUINA	CONTENIDO	SECCION	INDICADA	LIBRACION
01-09-01	Reductor Base I	01-09-01	01-09-01	01-09-01
01-09-02	Reductor Base II	01-09-02	01-09-02	01-09-02
01-09-03	Base carcasa MIR	01-09-03	01-09-03	01-09-03
01-09-04	Base carcasa MIR	01-09-04	01-09-04	01-09-04

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS PARA PRODUCTOS EN GENERAL	SECCION	INDICADA	LIBRACION
±0.1	01-09-01	01-09-01	01-09-01
±0.2	01-09-02	01-09-02	01-09-02
±0.3	01-09-03	01-09-03	01-09-03
±0.5	01-09-04	01-09-04	01-09-04

MAQUINA	CONTENIDO	SECCION	INDICADA	LIBRACION
01-09-01	Reductor Base I	01-09-01	01-09-01	01-09-01
01-09-02	Reductor Base II	01-09-02	01-09-02	01-09-02
01-09-03	Base carcasa MIR	01-09-03	01-09-03	01-09-03
01-09-04	Base carcasa MIR	01-09-04	01-09-04	01-09-04

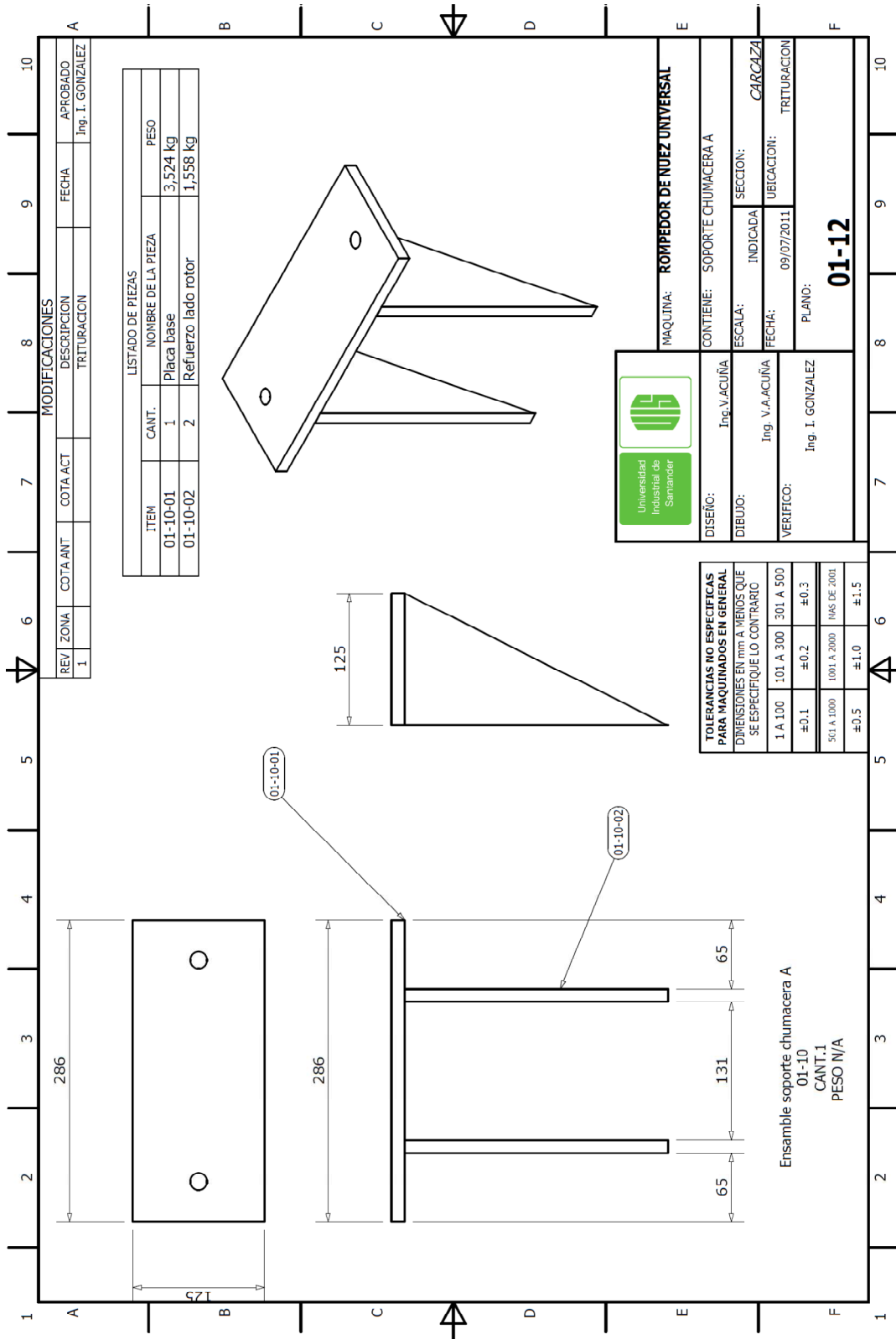
MAQUINA	CONTENIDO	SECCION	INDICADA	LIBRACION
01-09-01	Reductor Base I	01-09-01	01-09-01	01-09-01
01-09-02	Reductor Base II	01-09-02	01-09-02	01-09-02
01-09-03	Base carcasa MIR	01-09-03	01-09-03	01-09-03
01-09-04	Base carcasa MIR	01-09-04	01-09-04	01-09-04

MAQUINA	CONTENIDO	SECCION	INDICADA	LIBRACION
01-09-01	Reductor Base I	01-09-01	01-09-01	01-09-01
01-09-02	Reductor Base II	01-09-02	01-09-02	01-09-02
01-09-03	Base carcasa MIR	01-09-03	01-09-03	01-09-03
01-09-04	Base carcasa MIR	01-09-04	01-09-04	01-09-04

MAQUINA	CONTENIDO	SECCION	INDICADA	LIBRACION
01-09-01	Reductor Base I	01-09-01	01-09-01	01-09-01
01-09-02	Reductor Base II	01-09-02	01-09-02	01-09-02
01-09-03	Base carcasa MIR	01-09-03	01-09-03	01-09-03
01-09-04	Base carcasa MIR	01-09-04	01-09-04	01-09-04

MAQUINA	CONTENIDO	SECCION	INDICADA	LIBRACION
01-09-01	Reductor Base I	01-09-01	01-09-01	01-09-01
01-09-02	Reductor Base II	01-09-02	01-09-02	01-09-02
01-09-03	Base carcasa MIR	01-09-03	01-09-03	01-09-03
01-09-04	Base carcasa MIR	01-09-04	01-09-04	01-09-04

MAQUINA	CONTENIDO	SECCION	INDICADA	LIBRACION
01-09-01	Reductor Base I	01-09-01	01-09-01	01-09-01
01-09-02	Reductor Base II	01-09-02	01-09-02	01-09-02
01-09-03	Base carcasa MIR	01-09-03	01-09-03	01-09-03
01-09-04	Base carcasa MIR	01-09-04	01-09-04	01-09-04




MODIFICACIONES			
REV/ ZONA	COTA ANT	COTA ACT	DESCRIPCION TRITURACION
1			


APROBADO		
FECHA	Ing. I. GONZALEZ	

LISTADO DE PIEZAS			
ITEM	CANT.	NOMBRE DE LA PIEZA	PESO
01-10-01	1	Placa base	3,524 kg
01-10-02	2	Refuerzo lado rotor	1,558 kg

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL			
DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO			
1 A 100	101 A 300	301 A 500	
±0.1	±0.2	±0.3	
501 A 1000	1001 A 2000	MAS DE 2001	
±0.5	±1.0	±1.5	



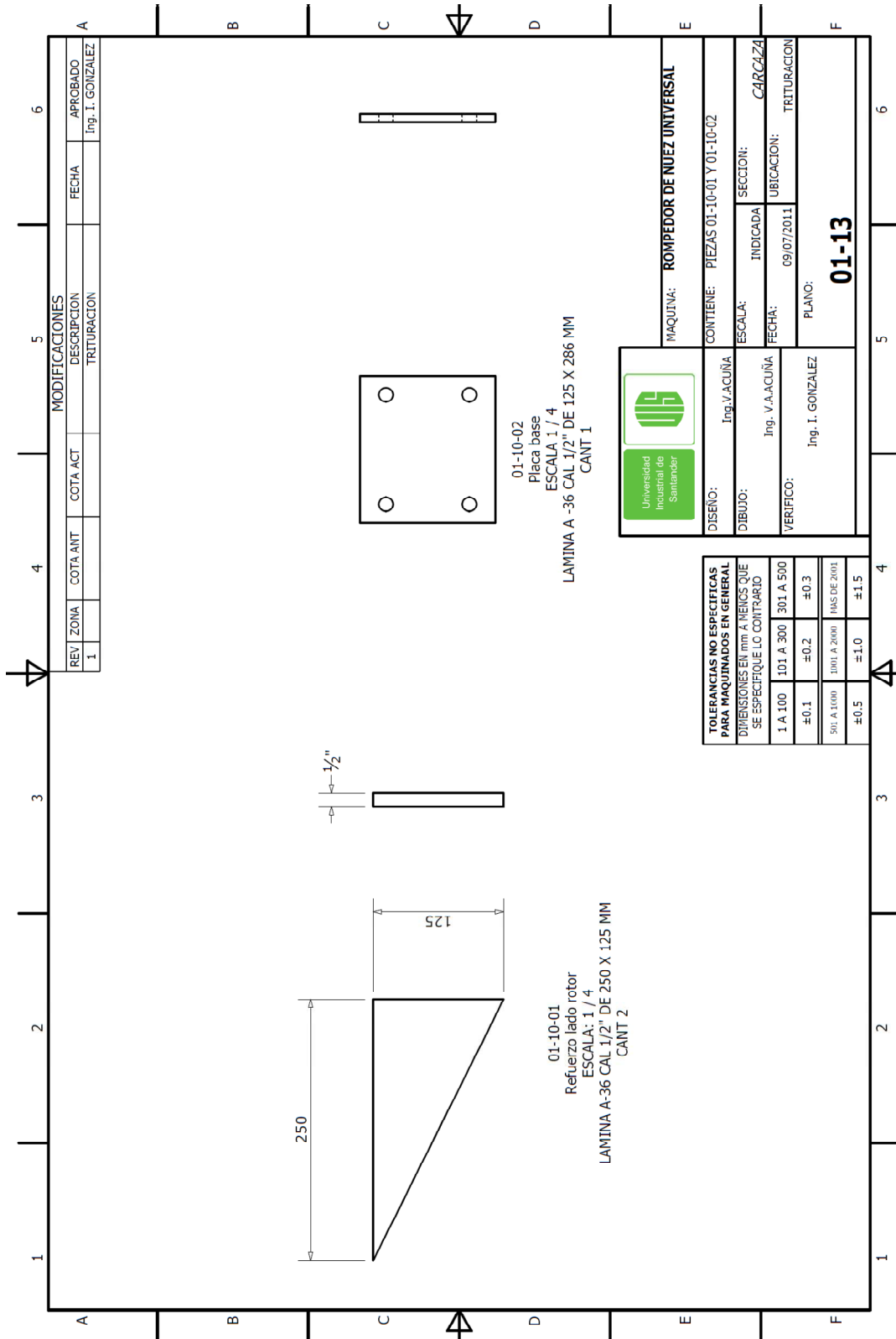
Universidad Industrial de Santander

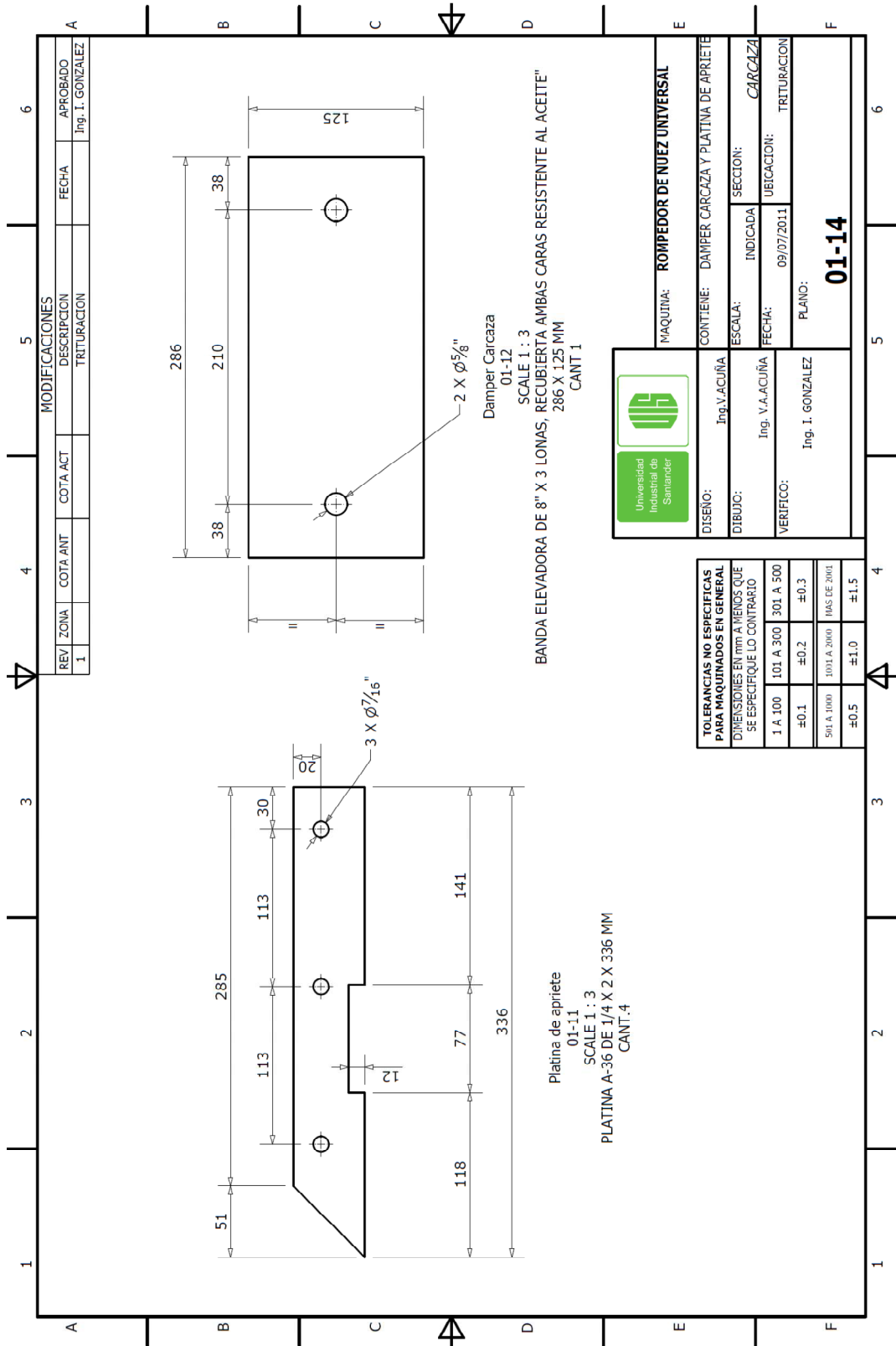


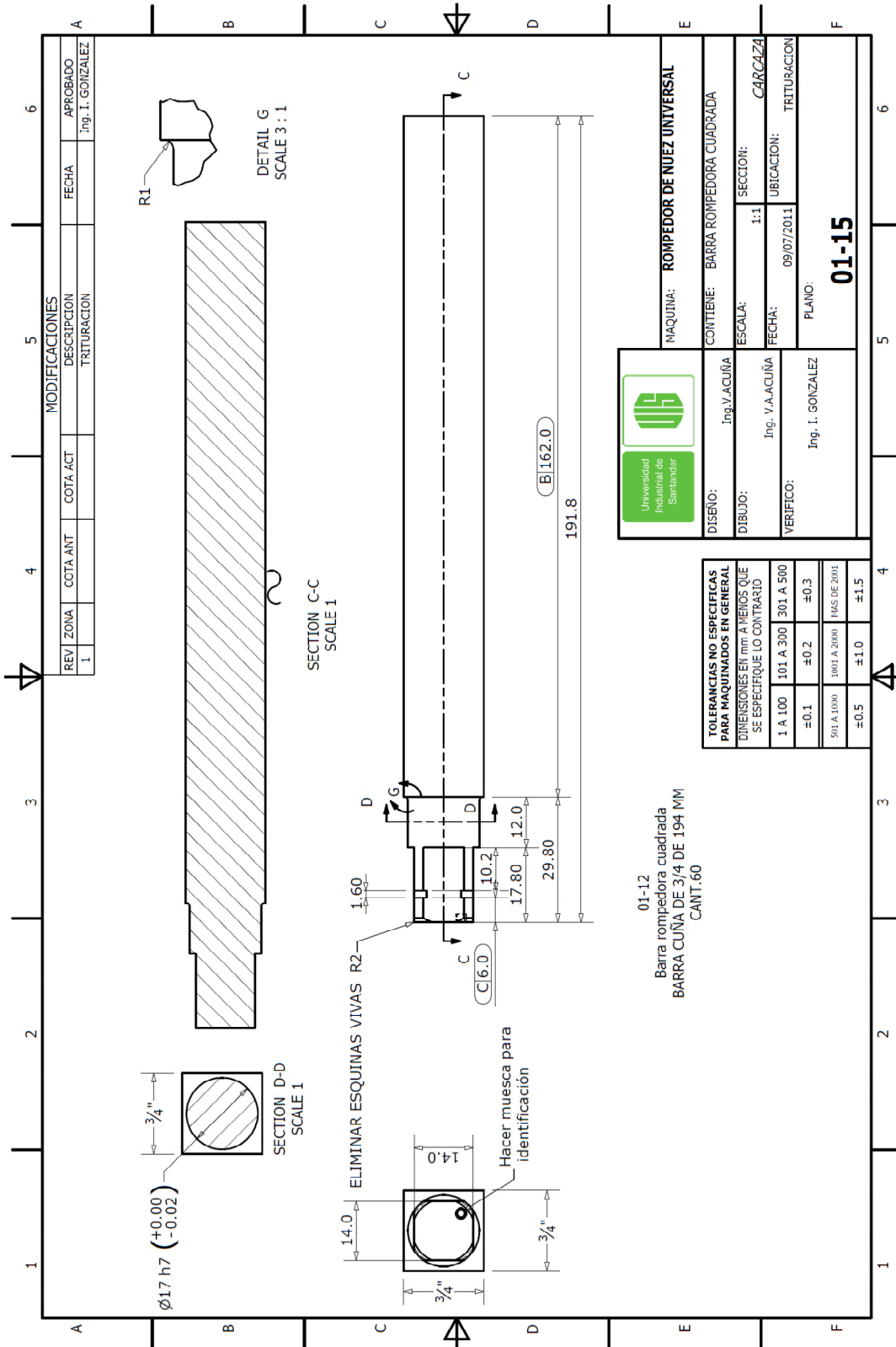
ROMPEADOR DE NUEZ UNIVERSAL

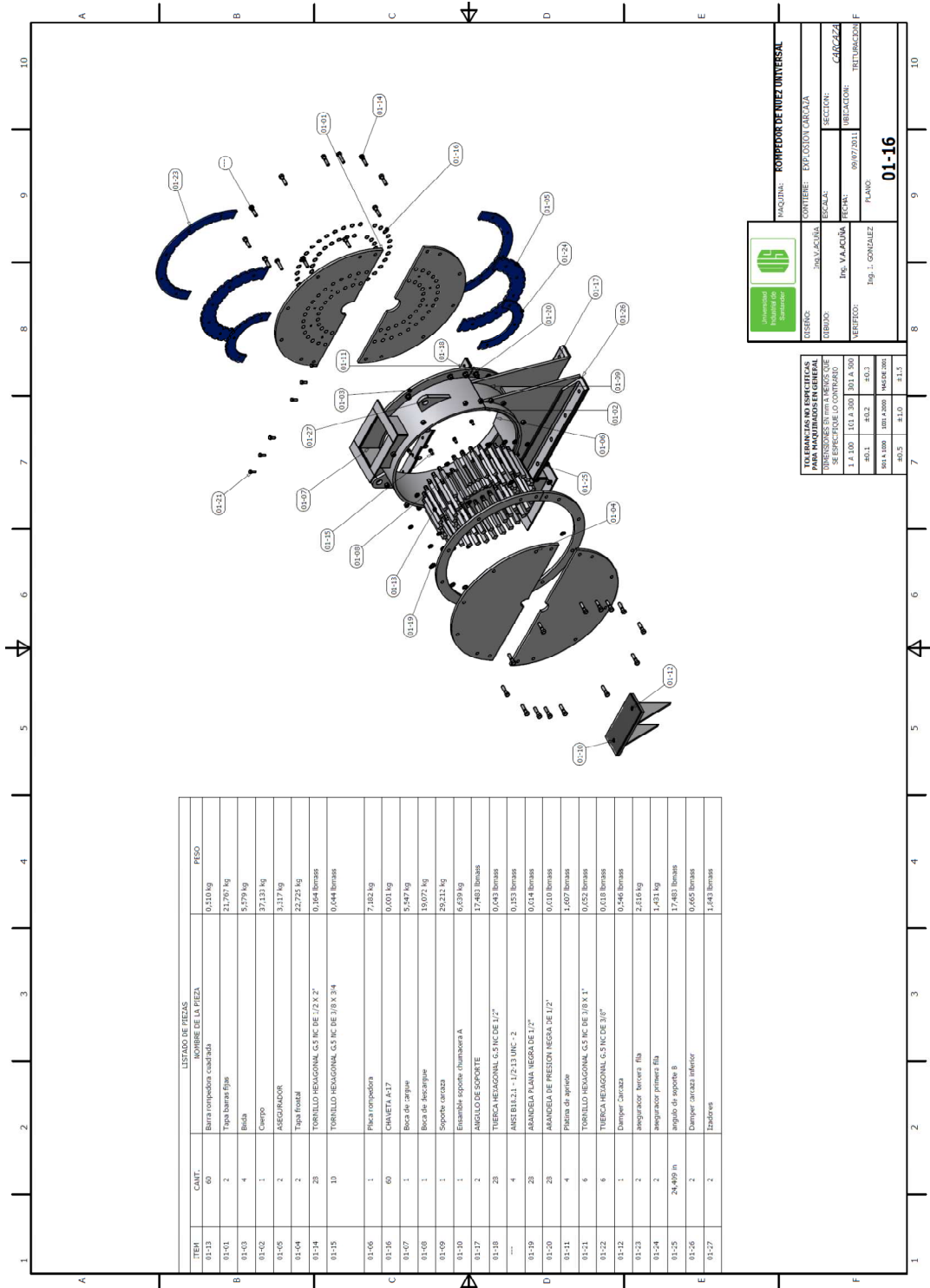
DISEÑO: Ing. V. ACUÑA	
DIBUJO: Ing. V. ACUÑA	INDICADA: CARCAZA
VERIFICO: Ing. I. GONZALEZ	UBICACION: TRITURACION
PLANO: 01-12	

Ensamble soporte chumacera A
 01-10
 CANT. 1
 PESO N/A









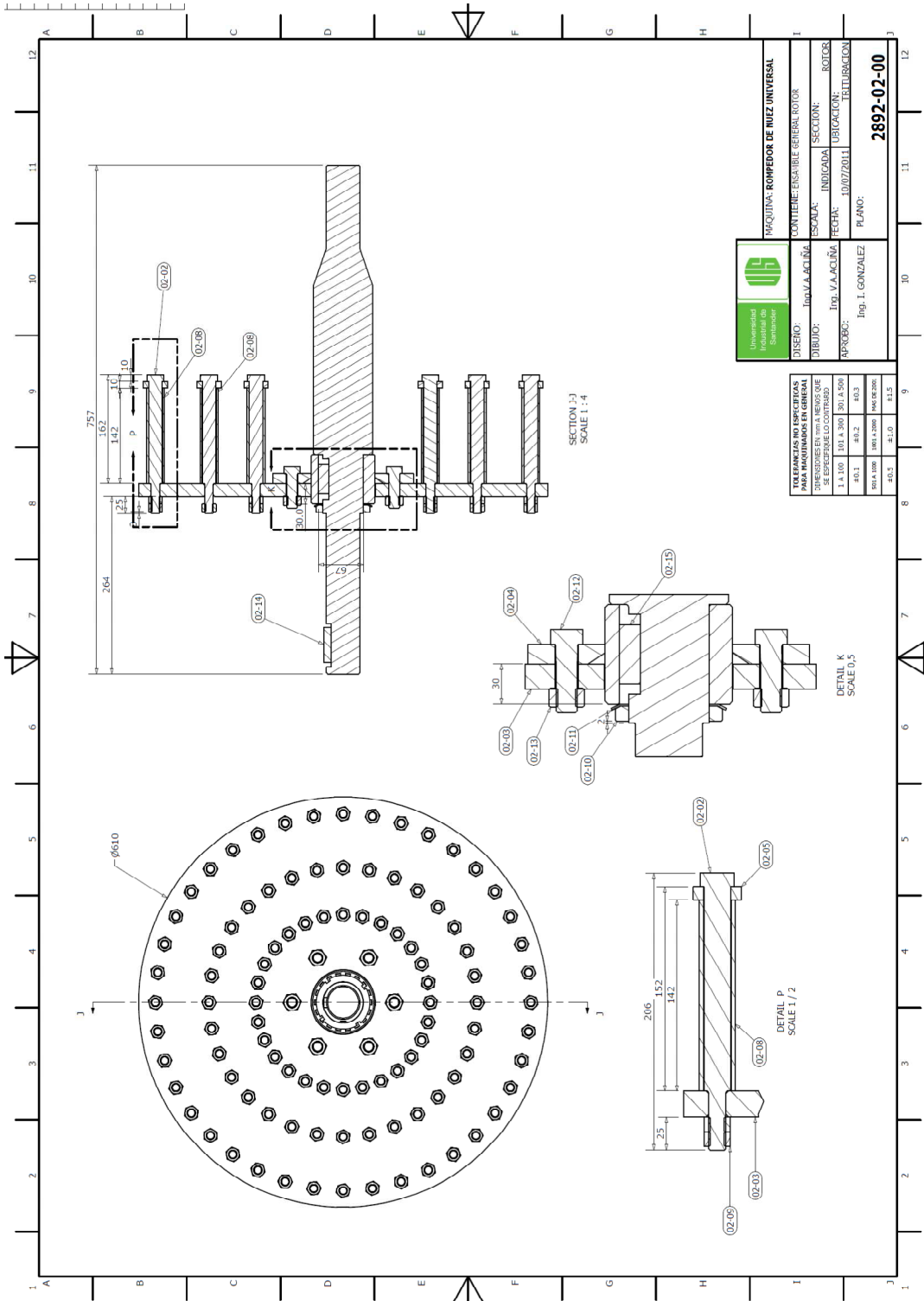
ITEM	CANT.	LISTADO DE PIEZAS	PESO
01-01	60	Barra compresora cadastral	0,510 kg
01-01	2	Tapas barras fijas	21,767 kg
01-03	4	Breda	5,279 kg
01-02	1	Campo	37,127 kg
01-05	2	ASEGURADOR	3,317 kg
01-04	2	Tapas frontal	22,722 kg
01-14	28	TORNILLO HEXAGONAL G5 INCH DE 1/2 X 2"	0,164 libras
01-15	10	TORNILLO HEXAGONAL G5 INCH DE 3/8 X 3/4	0,044 libras
01-06	1	Placa compresora	7,182 kg
01-16	60	CHAVETA A-17	0,001 kg
01-07	1	Boca de zargue	5,247 kg
01-08	1	Boca de descarga	19,072 kg
01-09	1	Soporte estaca	26,212 kg
01-10	1	Ensamble soporte chumacera A	6,639 kg
01-17	2	ANGULO DE SOPORTE	17,483 libras
01-18	28	TUERCA HEXAGONAL G5 INCH DE 1/2"	0,433 libras
01-19	28	ARANDELA PLANA NEGRA DE 1/2"	0,014 libras
01-20	28	ARANDELA DE PRESION NEGRA DE 1/2"	0,010 libras
01-11	4	Placa de apriete	1,607 libras
01-21	6	TORNILLO HEXAGONAL G5 INCH DE 3/8 X 1"	0,032 libras
01-22	6	TUERCA HEXAGONAL G5 INCH DE 3/8"	0,018 libras
01-23	1	Damper Carreta	0,546 libras
01-24	2	amarrador tercera fila	2,816 kg
01-25	24,489 lb	amarrador primera fila	1,431 kg
01-26	2	Damper carreta inferior	0,605 libras
01-27	2	Isoladores	1,443 libras


UNIVERSIDAD
TECNOLÓGICA
DE PANAMÁ

ROMPEDOR DE TONEL UNIVERSAL

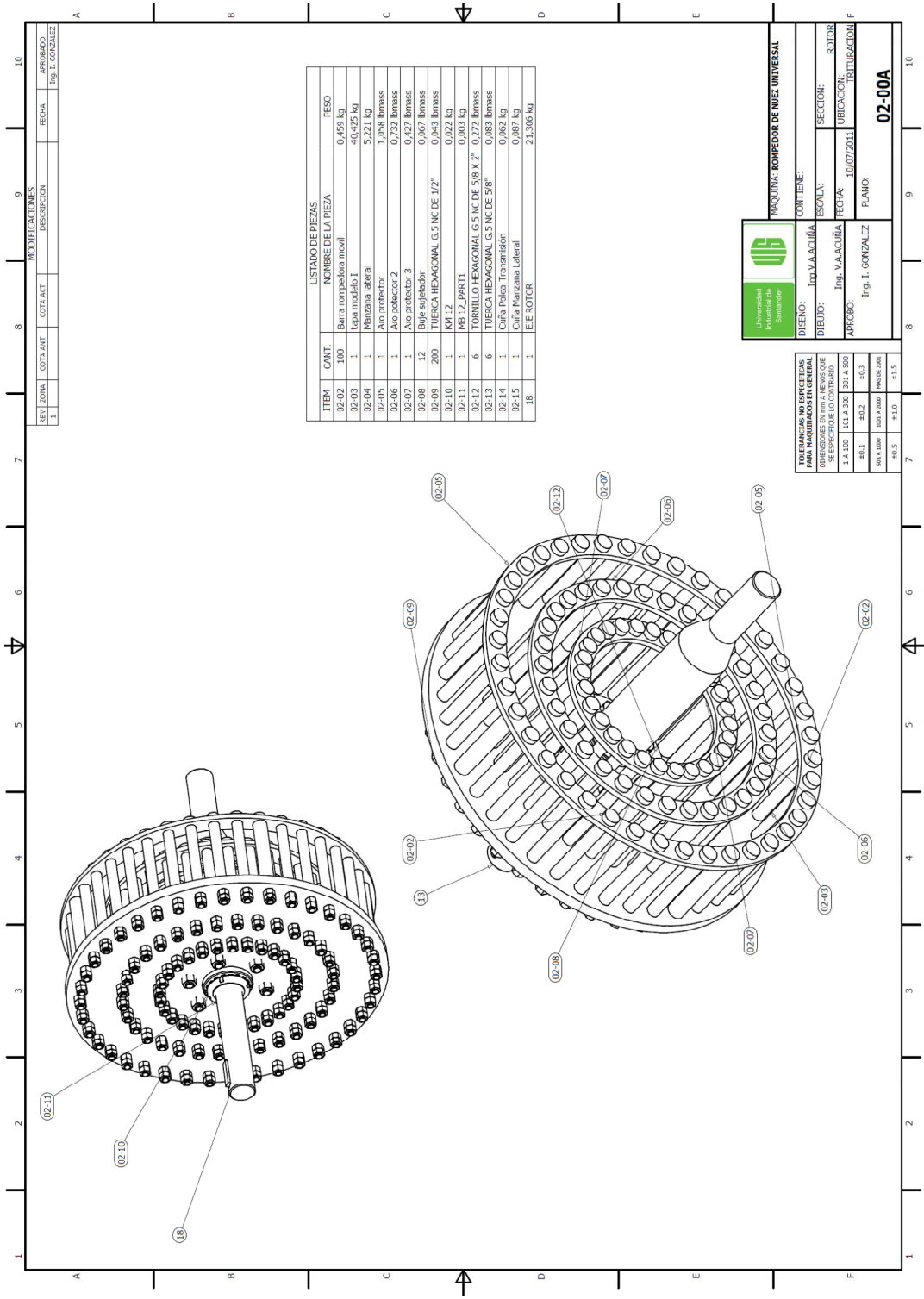
DISEÑO:	INGENIERO	CONTENIDO:	EXPLOSION CARICAJA
CURSO:	ING. VAJADORA	ESCALA:	1:1
VERIFICADO:	Ing. J. GONZALEZ	FECHA:	09/07/2011
		SECCION:	CARICAJA
		RELACION:	INTRODUCCION F
		PLANO:	01-16

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS PARA MODIFICACION GENERAL			
SE ESPECIFICAN EN EL CONTRATO			
1.4.00	10.4.300	301.4.900	
#0.1	#0.2	#0.3	
±0.1 mm	±0.2 mm	±0.3 mm	
±0.5	±1.0	±1.5	



		MAQUINA: ROMPEDOR DE RIEZ UNIVERSAL	
CONTIENE: ENSAMBLE REFERENCIAL ROTOR	ESCALA: INDICADA	SECCION: ROTOR	UBICACION: TESTIGUERACION
DISEÑO: ING. V.A. ACIÑA	FECHA: 10/07/2011	APROBADO: Ing. I. GONZALEZ	PLANO: 2892-02-00

TOLENCIAS NO ESPECIFICADAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL			
DIMENSIONES EN LA REVES QUE SE MUESTREN EN EL DISEÑO			
±0.1	±0.2	±0.3	±0.5
±0.1	±0.2	±0.3	±0.5
±0.1	±0.2	±0.3	±0.5



LISTADO DE PIEZAS			
ITEM	CANT.	NOMBRE DE LA PIEZA	PESO
12-02	100	Barras tornillo en acero	0.459 kg
12-03	1	Leza modelo 1	46.425 kg
12-04	1	Manzana lateral	5.221 kg
12-05	1	Aro anclador 1	1.058 lbmass
12-06	1	Aro anclador 2	0.732 lbmass
12-07	1	Aro anclador 3	0.427 lbmass
12-08	12	Bujas sujetador	0.067 lbmass
12-09	200	TUERCA HEXAGONAL G.5 NC DE 1/2"	0.043 lbmass
12-10	1	KM: 1-2	0.022 kg
12-11	1	MB: 1-2 PARTI	0.003 kg
12-12	6	TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 5/8 X 7"	0.277 lbmass
12-13	6	TUERCA HEXAGONAL G.5 NC DE 5/8"	0.083 lbmass
12-14	1	Cuña Polea Transmisión	0.062 kg
12-15	1	Cuña Manzana Lateral	0.087 kg
18	1	EJE ROTOR	21.306 kg

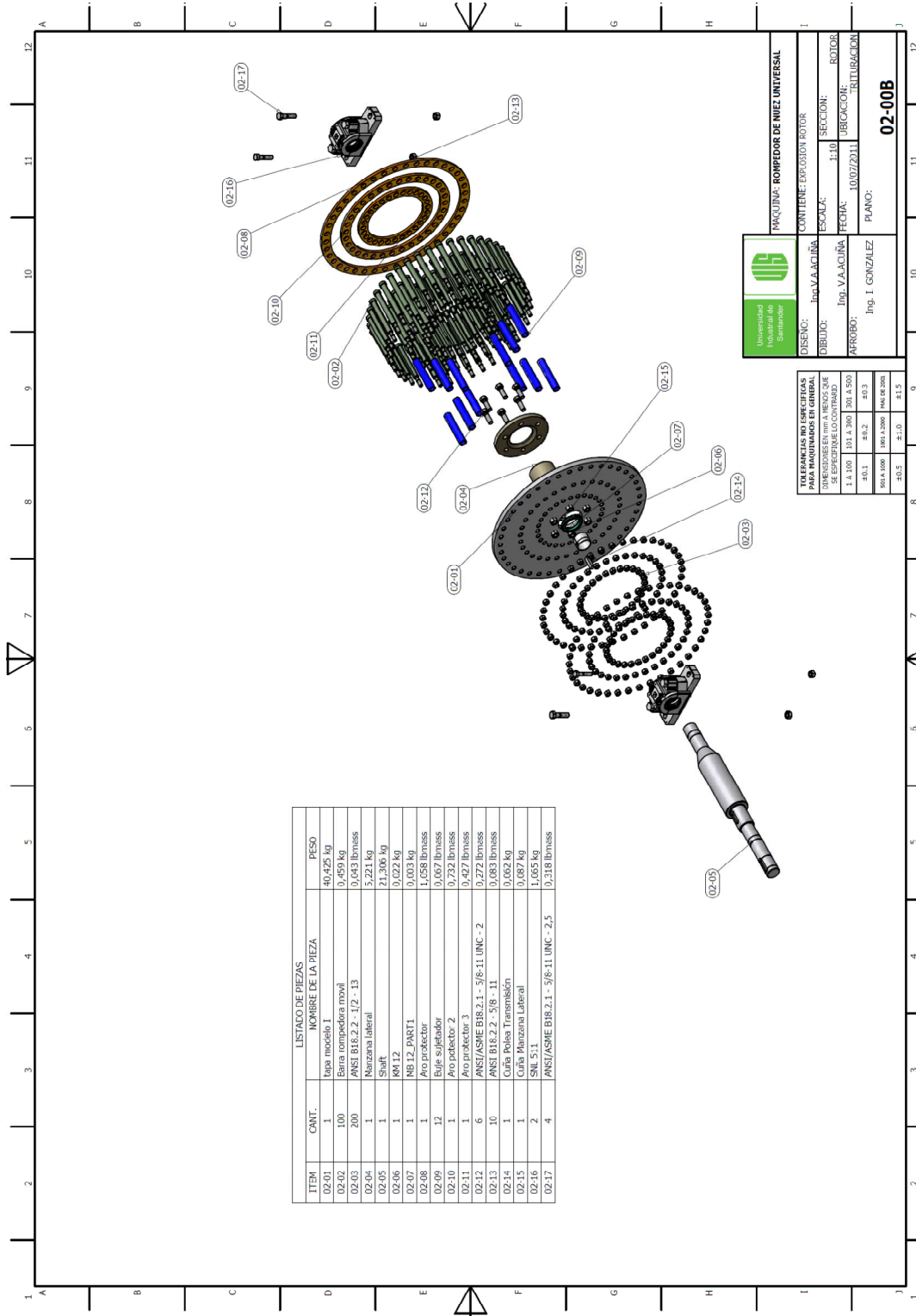
Universidad
Instituto de
Investigaciones

MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL

CONTIENE:

DISEÑO: Ing. VAACILMA	SECCION: ROTOR
DIBUJO: Ing. VAACILMA	UBICACION: 16/07/2011
APROBO: Ing. I. GONZALEZ	PLANO: 02-00A

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA FABRICACION GENERAL SE ESPERAN EN LO CONTRARIO			
± 0.100	± 0.150	± 0.200	± 0.300
± 0.150	± 0.200	± 0.300	± 0.400
± 0.200	± 0.300	± 0.400	± 0.500



LISTADO DE PIEZAS

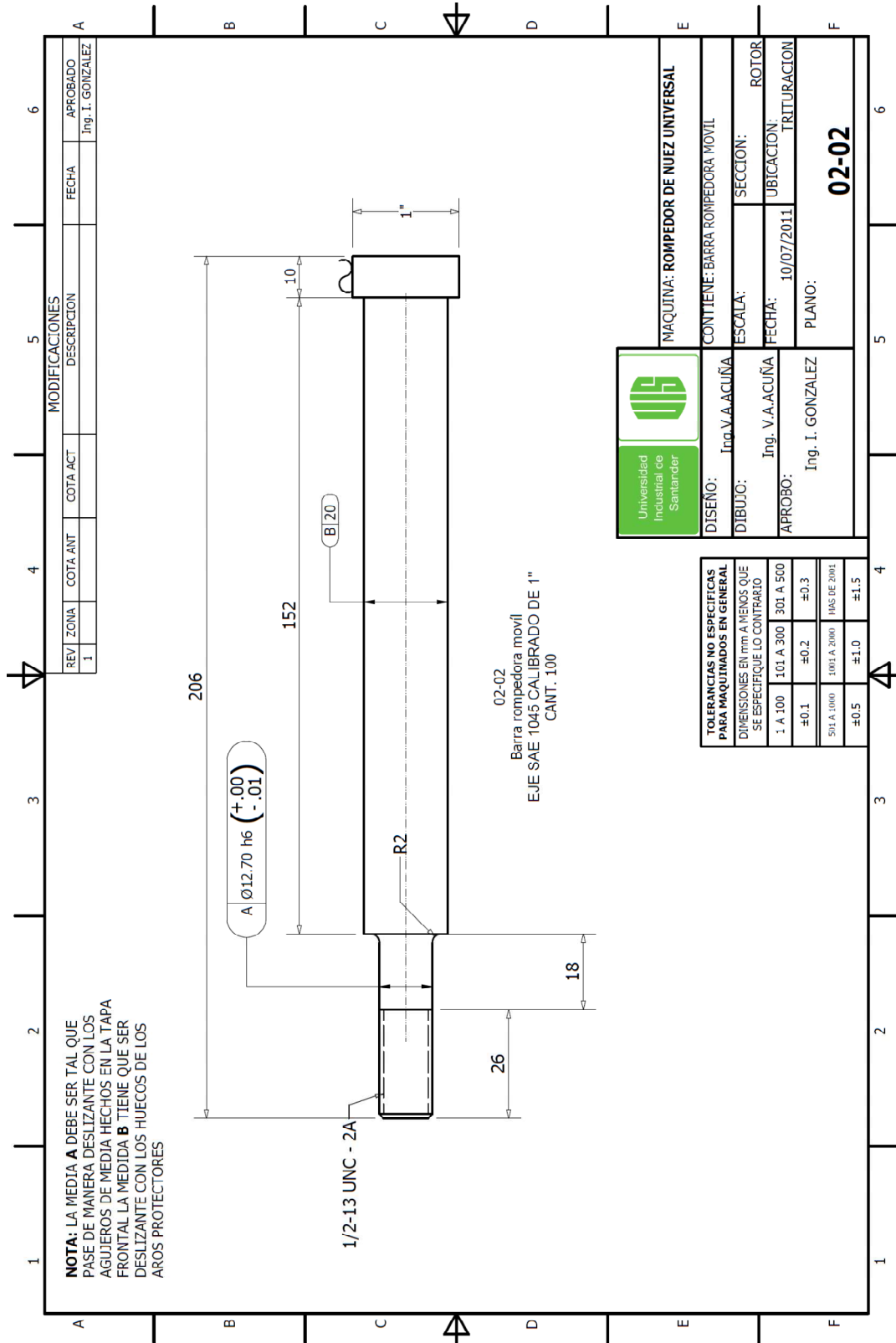
ITEM	CANT.	NOMBRE DE LA PIEZA	PESO
02-01	1	tapa modelo 1	40.425 kg
02-02	100	Estrá compáctica moxal	0.450 kg
02-03	200	ANSI B18.2.2 - 1/2 - 13	0.043 lbmss
02-04	1	Marcana lateral	5.221 kg
02-05	1	Shaft	21.305 kg
02-06	1	KM 12	0.022 kg
02-07	1	M8 L PART1	0.003 kg
02-08	1	Aro Protector	1.658 lbmss
02-09	12	Bujes-Splinter	0.662 lbmss
02-10	1	Aro Protector 2	0.292 lbmss
02-11	1	Aro Protector 3	0.297 lbmss
02-13	6	ANSI/ASME B18.2.1 - 5/8-11 UNC - 2	0.272 lbmss
02-14	10	ANSI B18.2.2 - 3/8 - 11	0.053 lbmss
02-14	1	Cara Polera Transmission	0.002 kg
02-15	1	Cara Plazana Lateral	0.007 kg
02-16	2	SNL 5-11	1.053 kg
02-17	4	ANSI/ASME B18.2.1 - 5/8-11 UNC - 2.5	0.218 lbmss

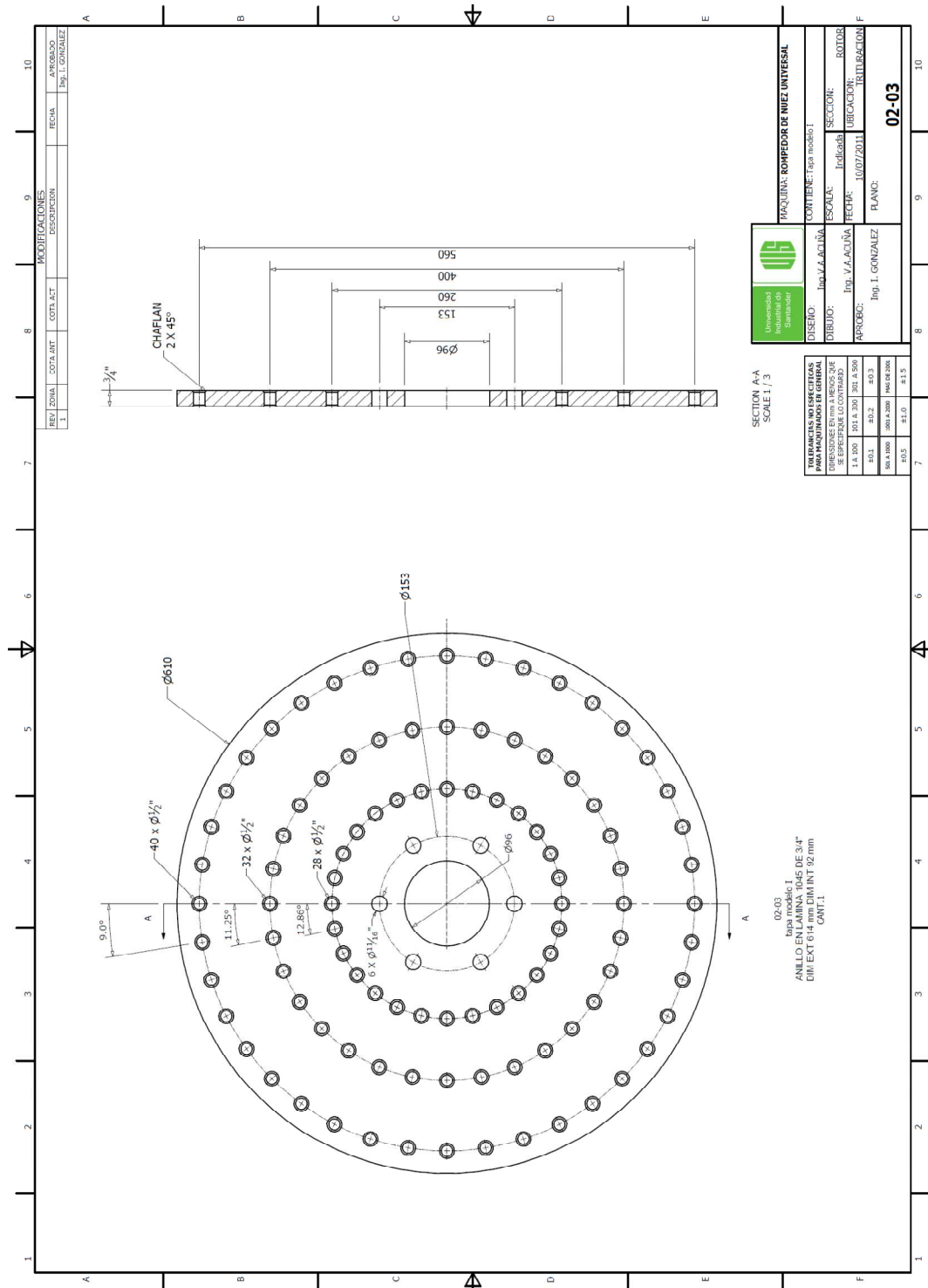
	MAQUINA: ROMPEDOR DE NIEZ UNIVERSAL		
	CONTIENE EXPLOSION ROTOR		
	DISEÑO: Ing. V.A. ACIÑA	ESCALA: 1:10	SECCION: ROTOR
	DIBUJO: Ing. V.A. ACIÑA	FECHA: 10/07/2011	UBICACION: TRILIBRACION
ANROBO: Ing. I. GONZALEZ		PLANO: 02-00B	

TOLERANCIAS NO ESCRITAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL

DIMENSIONES EN MILIMETROS QUE SE ESPERAN CONFINADOS

± 1.00	± 0.1	± 0.2	± 0.3
101 A 1000	101 A 2000	101 A 3000	101 A 4000
± 0.5	± 1.0	± 1.5	± 2.0





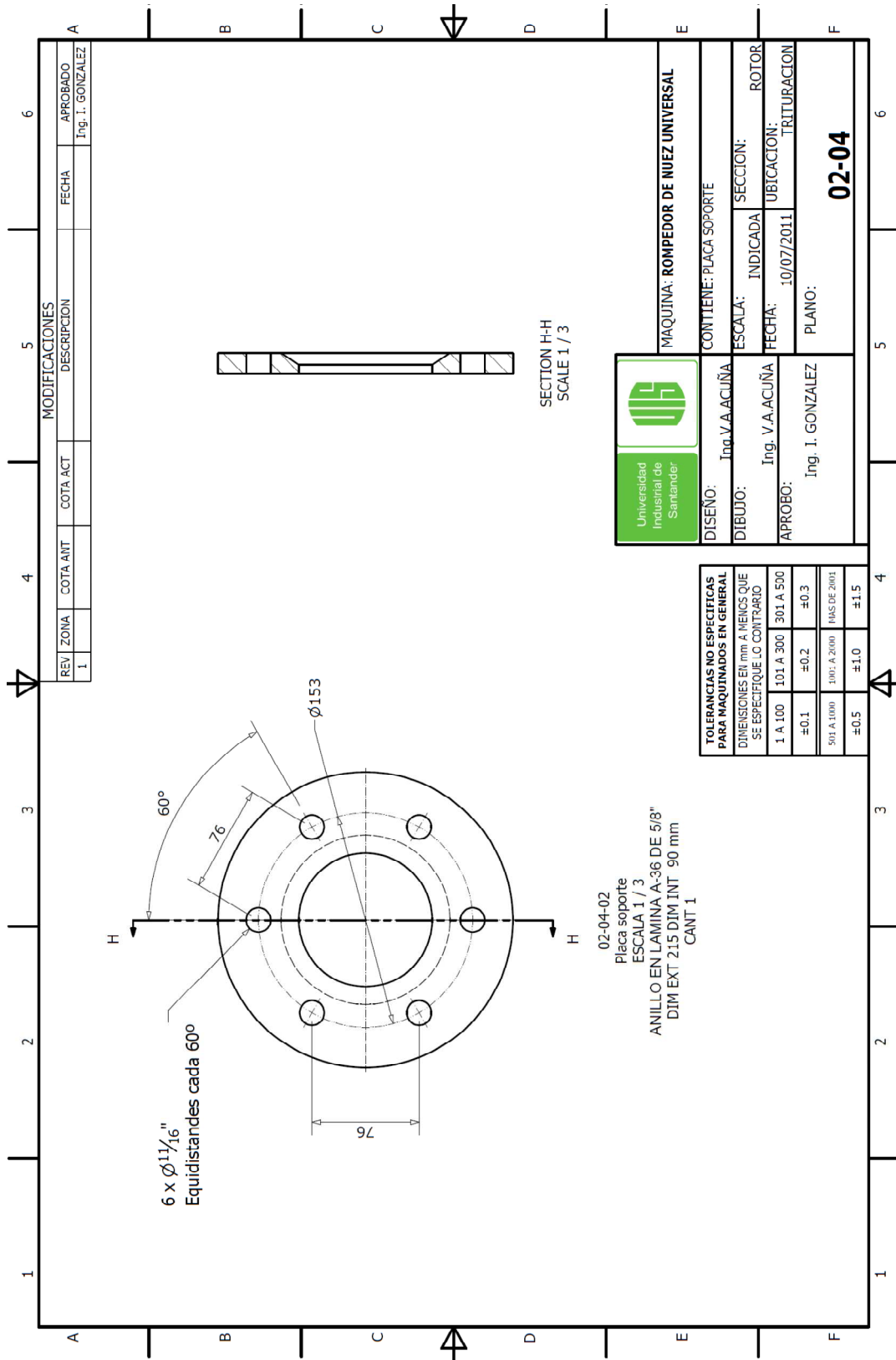
REV	ZONA	COTA/INT	COTA/EXT	MODIFICACIONES	FECHA	APROBADO
1				ESPECIFICACION		ING. I. GONZALEZ

	PAQUINA: ROMPEDOR DE INIEZ UNIVERSAL
	CONTIENE: Faja modelo 1
	ESCALA: Indistinta
	SECCION: ROTOR
DISEÑO: Ing. V. LAQUINA	FECHA: 10/07/2011
DIBUJO: Ing. V. LAQUINA	UBICACION: TRILABRACION F
APROBADO: Ing. I. GONZALEZ	PLANO: 02-03

TOLERANCIAS EN DIMENSIONES PARA MAQUINADOS EN GENERAL	
1.4-100	±0.130
101-1.300	±0.150
1.301-1000	±0.2
1001-1.0000	±0.3
10001-100000	±0.5
100001-1000000	±1.0
1000001-10000000	±1.5

SECTION A-A
SCALE 1/3


02-03
tapa modelo 1
ANILLO EN LAMINA 1045 DE 3/4"
DIN EN 1014 CANT 1
CANT 1



MODIFICACIONES		
REV	ZONA	COTA ACT
1		

DESCRIPCION	FECHA	APROBADO
		Ing. I. GONZALEZ

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL		
DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO		
1 A 100	±0.1	±0.3
101 A 300	±0.2	±0.3
301 A 500	±0.3	±0.3
501 A 1000	±0.5	±1.0
MAS DE 2001	±1.0	±1.5



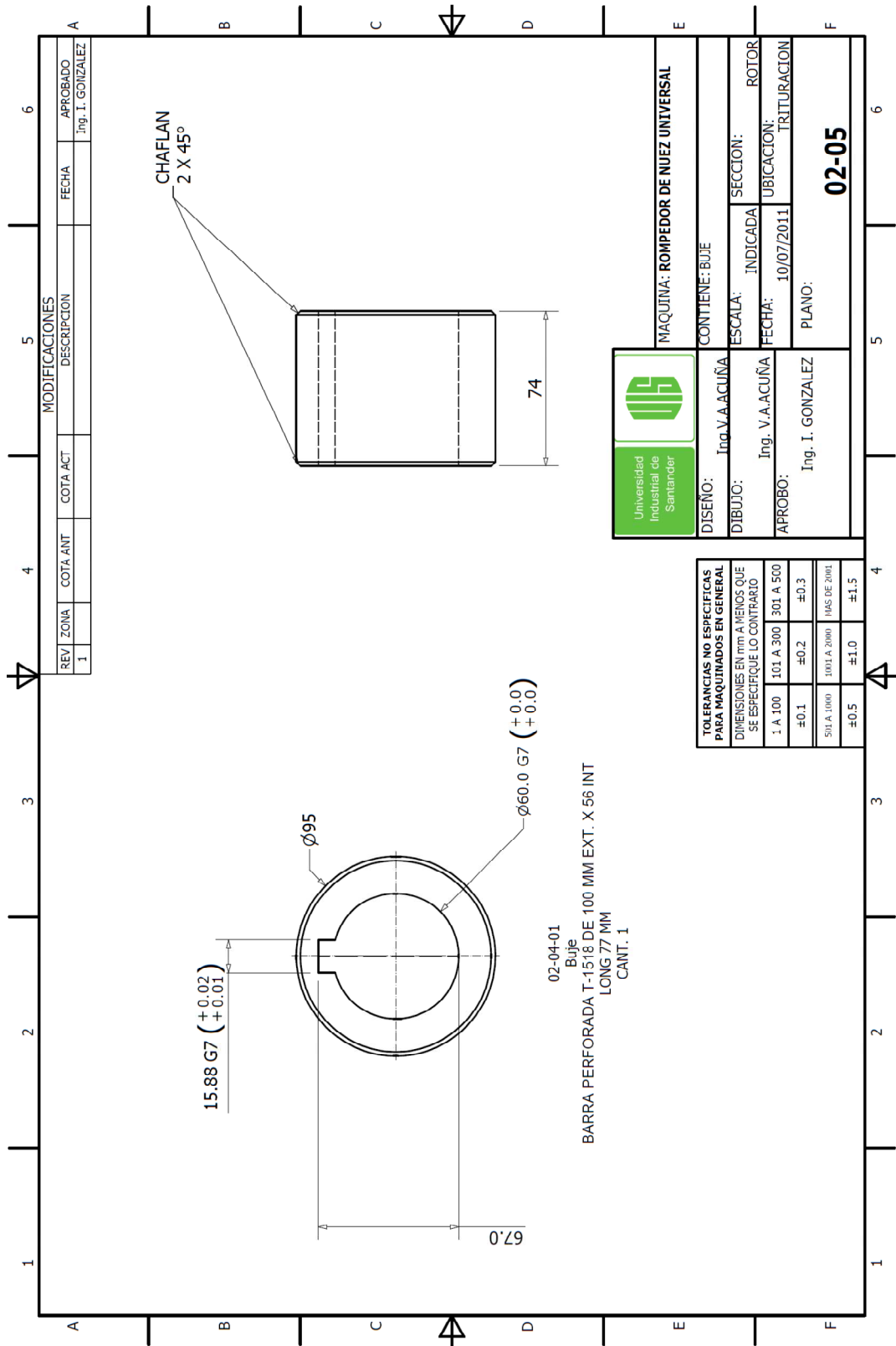
Universidad Industrial de Santander

DISEÑO: Ing. V.A. ACUÑA

DIBUJO: Ing. V.A. ACUÑA


APROBO: Ing. I. GONZALEZ

MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL	
CONTIENE: PLACA SOPORTE	
ESCALA: INDICADA	SECCION: ROTOR
FECHA: 10/07/2011	UBICACION: TRITURACION
PLANO: 02-04	

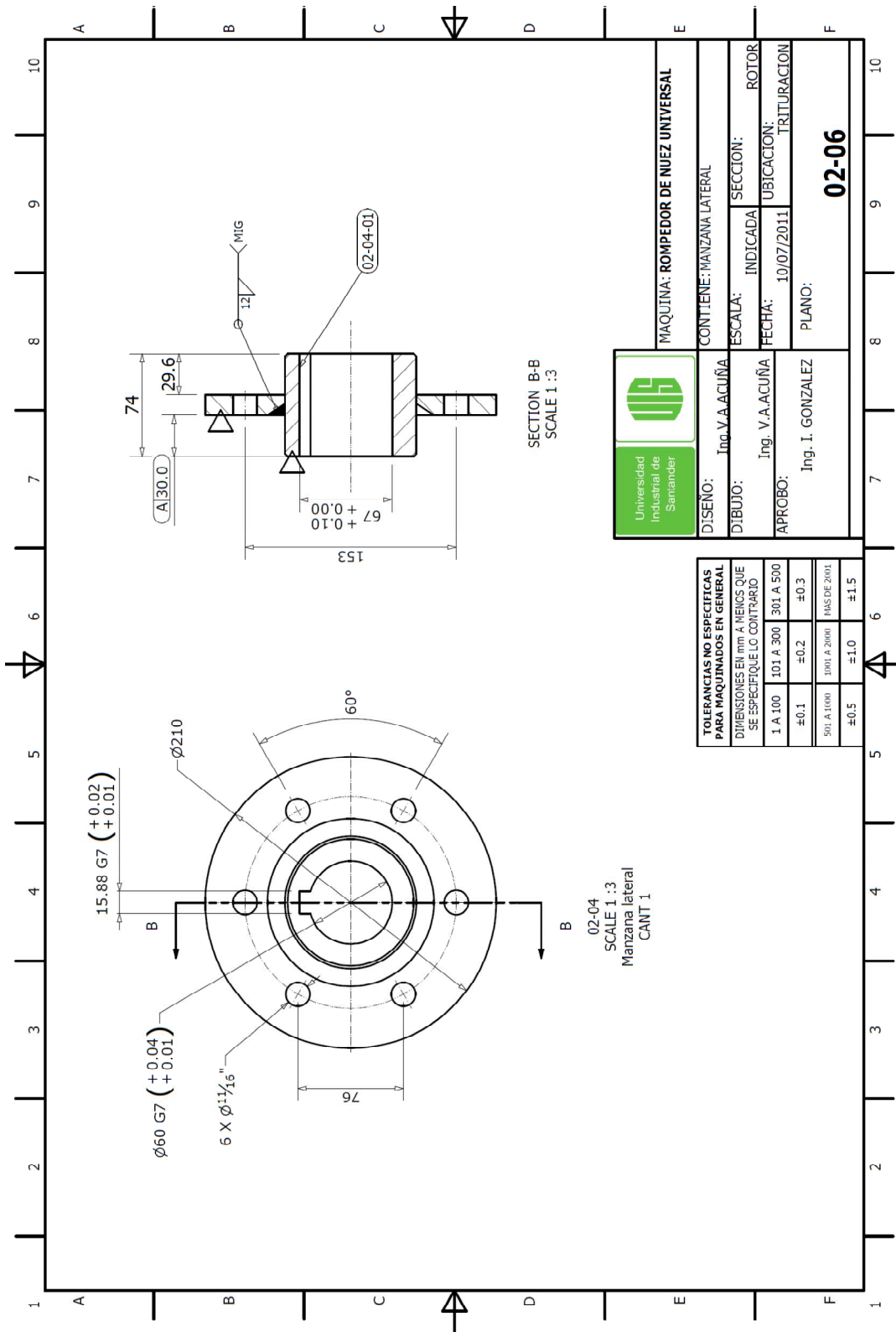



MODIFICACIONES			
REV	ZONA	COTA ANT	COTA ACT
1			

FECHA	APROBADO
	Ing. I. GONZALEZ

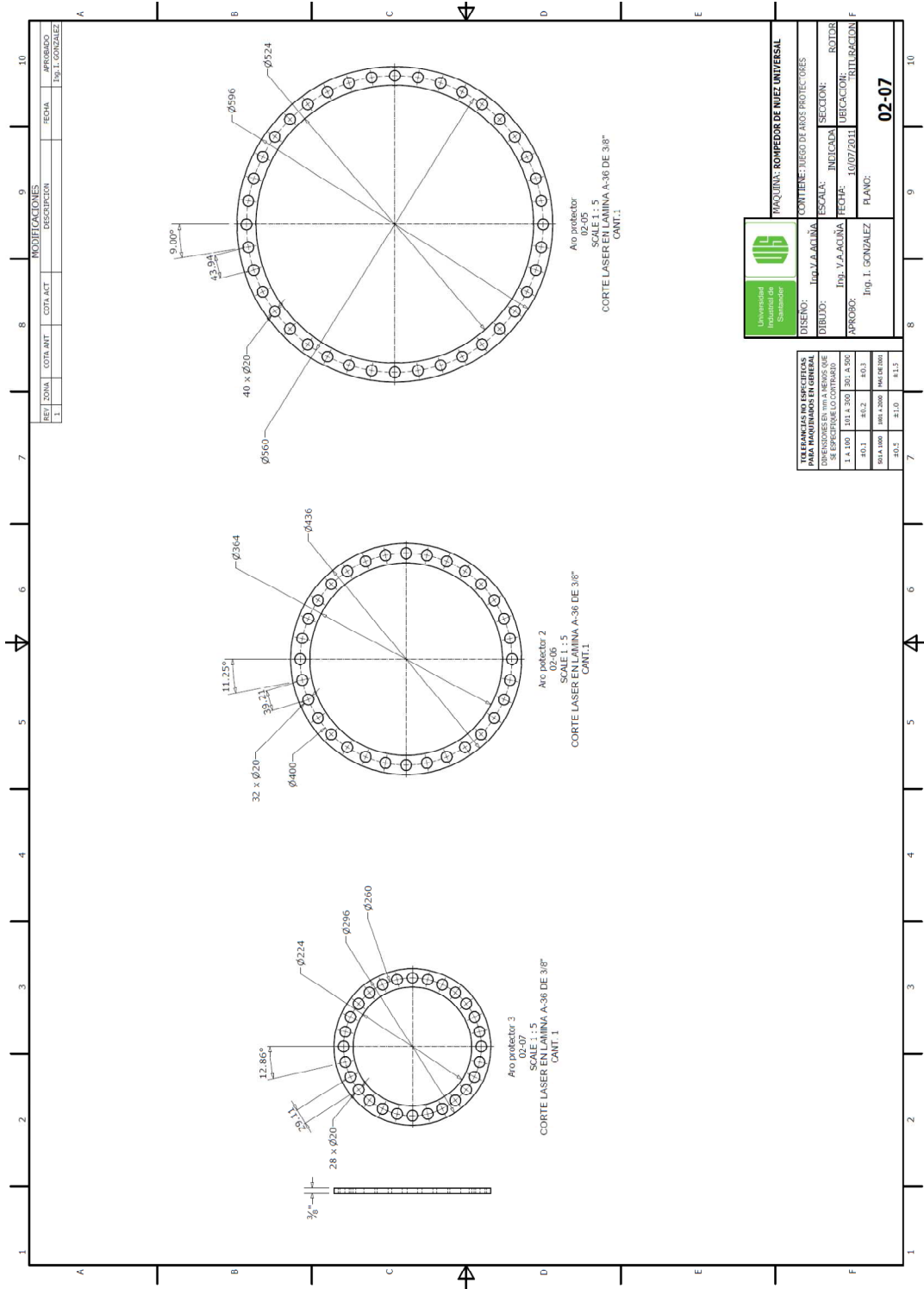
		MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL	
DISEÑO: Ing. V.A.ACUNA	CONTIENE: BUJE	ESCALA: INDICADA	SECCION: ROTOR
DIBUJO: Ing. V.A.ACUNA	FECHA: 10/07/2011	UBICACION: TRITURACION	
APROBO: Ing. I. GONZALEZ	PLANO:		
02-05			

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL			
DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO			
1 A 100	±0.1	101 A 300	±0.2
		301 A 500	±0.3
501 A 1000	±0.5	1001 A 2000	±1.0
		HAS DE 2001	±1.5



	MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL	
	CONTIENE: MANZANA LATERAL	
DISEÑO: Ing. V. A. ACUÑA	ESCALA: INDICADA	SECCION: ROTOR
DIBUJO: Ing. V. A. ACUÑA	FECHA: 10/07/2011	UBICACION: TRITURACION
APROBO: Ing. I. GONZALEZ	PLANO: 02-06	

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL			
DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO			
1 A 100	101 A 300	301 A 500	
±0.1	±0.2	±0.3	
501 A 1000	1001 A 2000	PAS DE 2001	
±0.5	±1.0	±1.5	

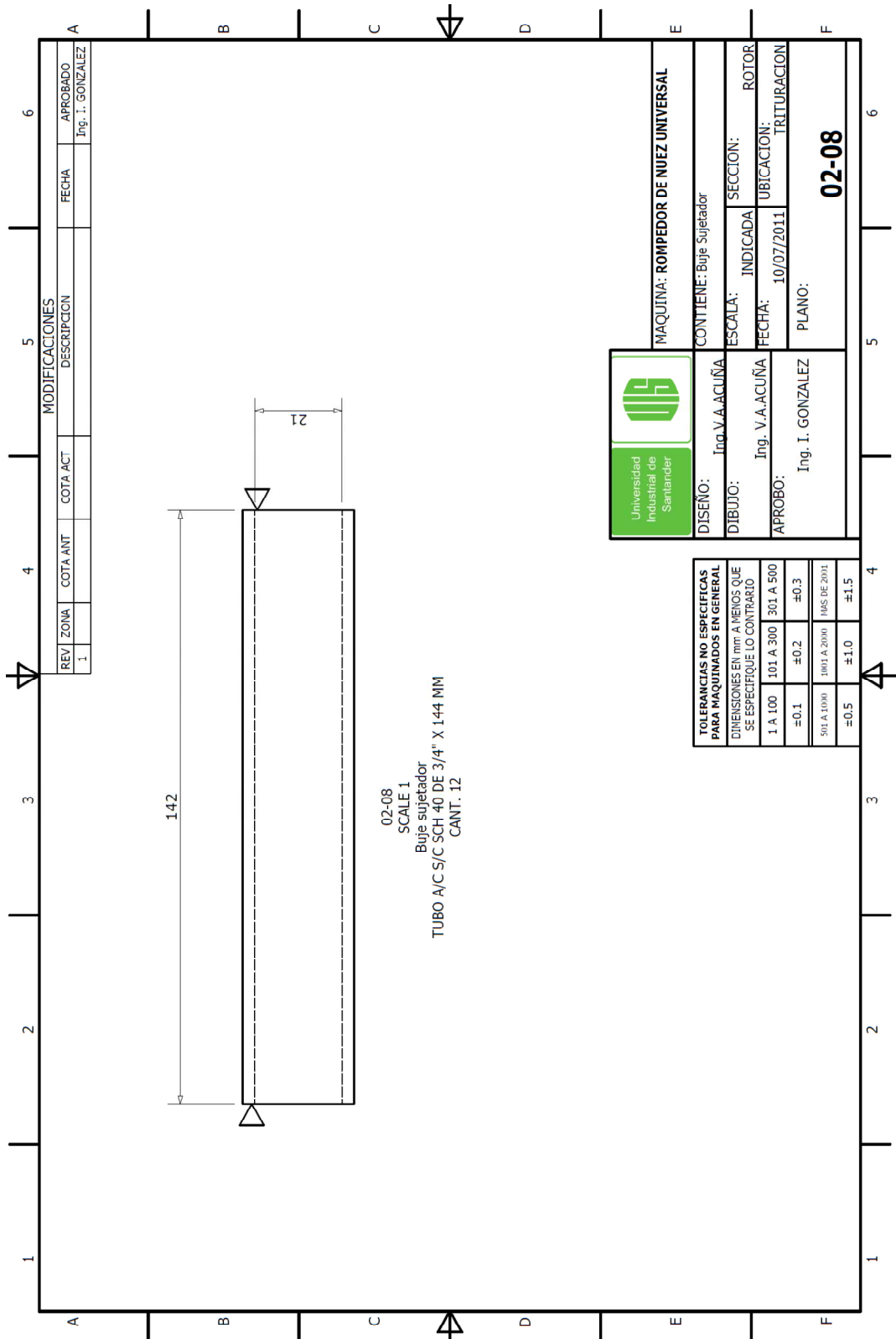


MODIFICACIONES			
REF.	ZONA	COTA ACT.	DESCRIPCION
1			

APROBADO		FECHA	
DESIGNADO	DESCRIPCION	FECHA	DESIGNADO
			ING. I. GONZALEZ

	MAQUINA: ROMPEDOR DE NIEVE UNIVERSAL			
	CONTIENE: JUEGO DE AROS PROTECTORES			
	DISEÑO:	ING. V.A. ACUNA	ESCALA:	INDICADA
	DIBUJO:	ING. V.A. ACUNA	FECHA:	16/07/2011
	APROBADO:	ING. I. GONZALEZ	UBICACION:	ROTOR
			PLANO:	02-07

DIFERENCIAS DE NIVELES DE DEFENSAS EN LOS CASOS				
1.4.100	101.4.300	101.4.500	101.4.700	101.4.900
101.4.1000	101.4.1200	101.4.1400	101.4.1600	101.4.1800



02-08

SCALE 1

Bujie sujetador

TUBO A/C S/C SCH 40 DE 3/4" X 144 MM

CANT. 12

MODIFICACIONES			
REV	ZONA	COTA ANT	COTA ACT
1			

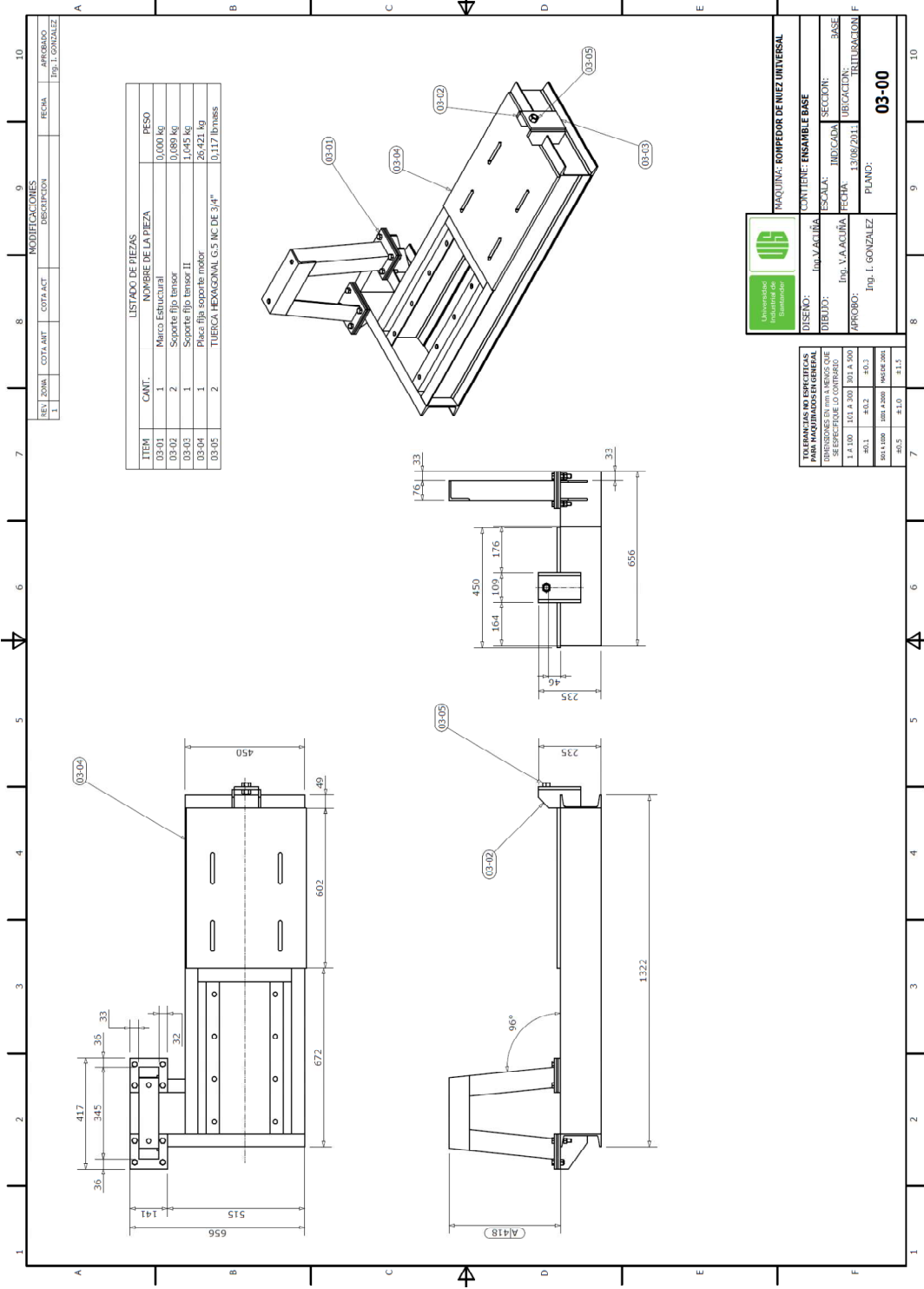
FECHA	APROBADO
	Ing. I. GONZALEZ

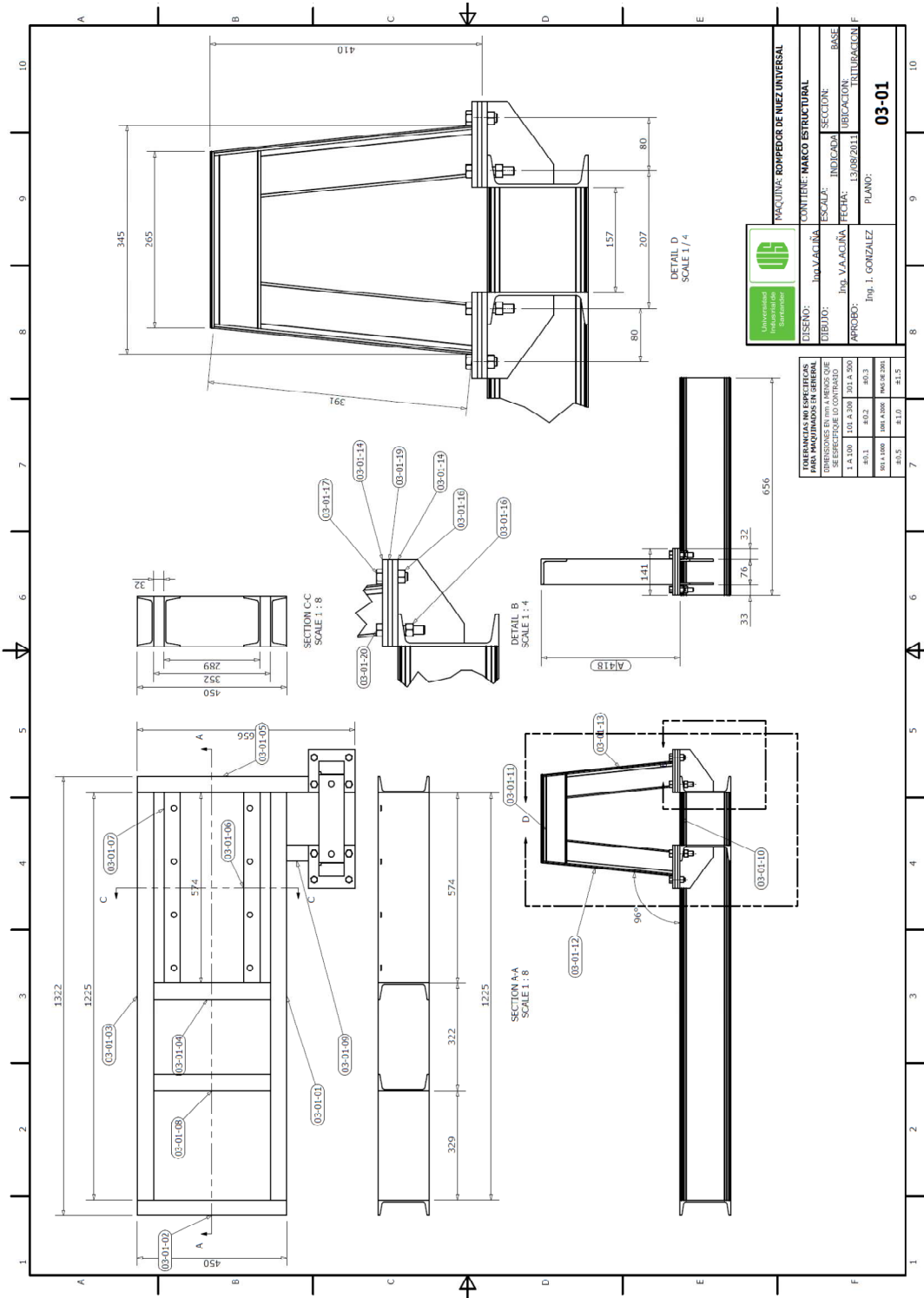


TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL		
DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO		
1 A 100	101 A 300	301 A 500
±0.1	±0.2	±0.3
301 A 1000	1001 A 2000	1005 DE 2011
±0.5	±1.0	±1.5

DISEÑO:	Ing. V. A. ACUÑA
DIBUJO:	Ing. V. A. ACUÑA
APROBO:	Ing. I. GONZALEZ

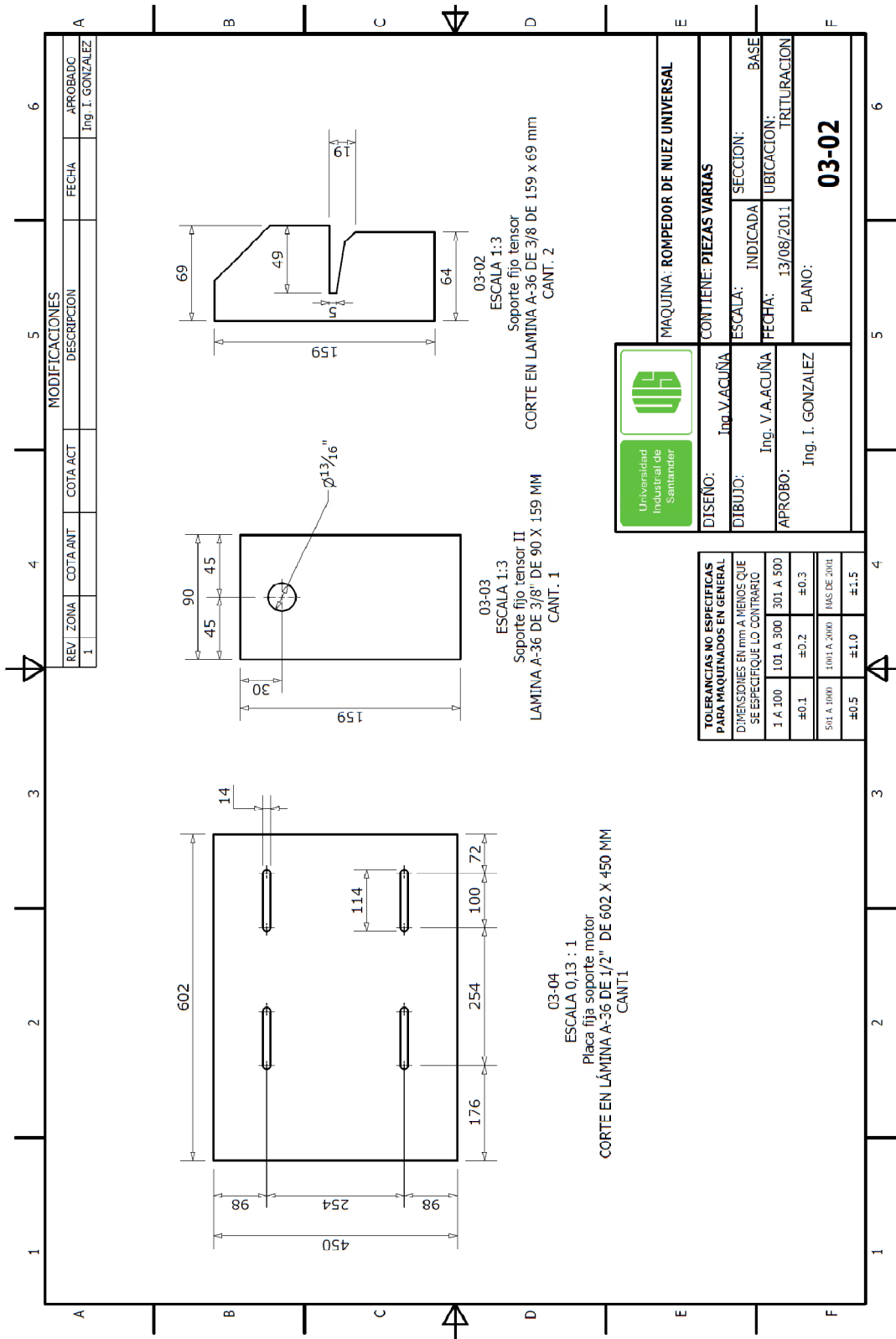
MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL	
CONTIENE: Bujie Sujetador	
ESCALA:	INDICADA
SECCION:	ROTOR
FECHA:	10/07/2011
UBICACION:	TRITURACION
PLANO:	02-08

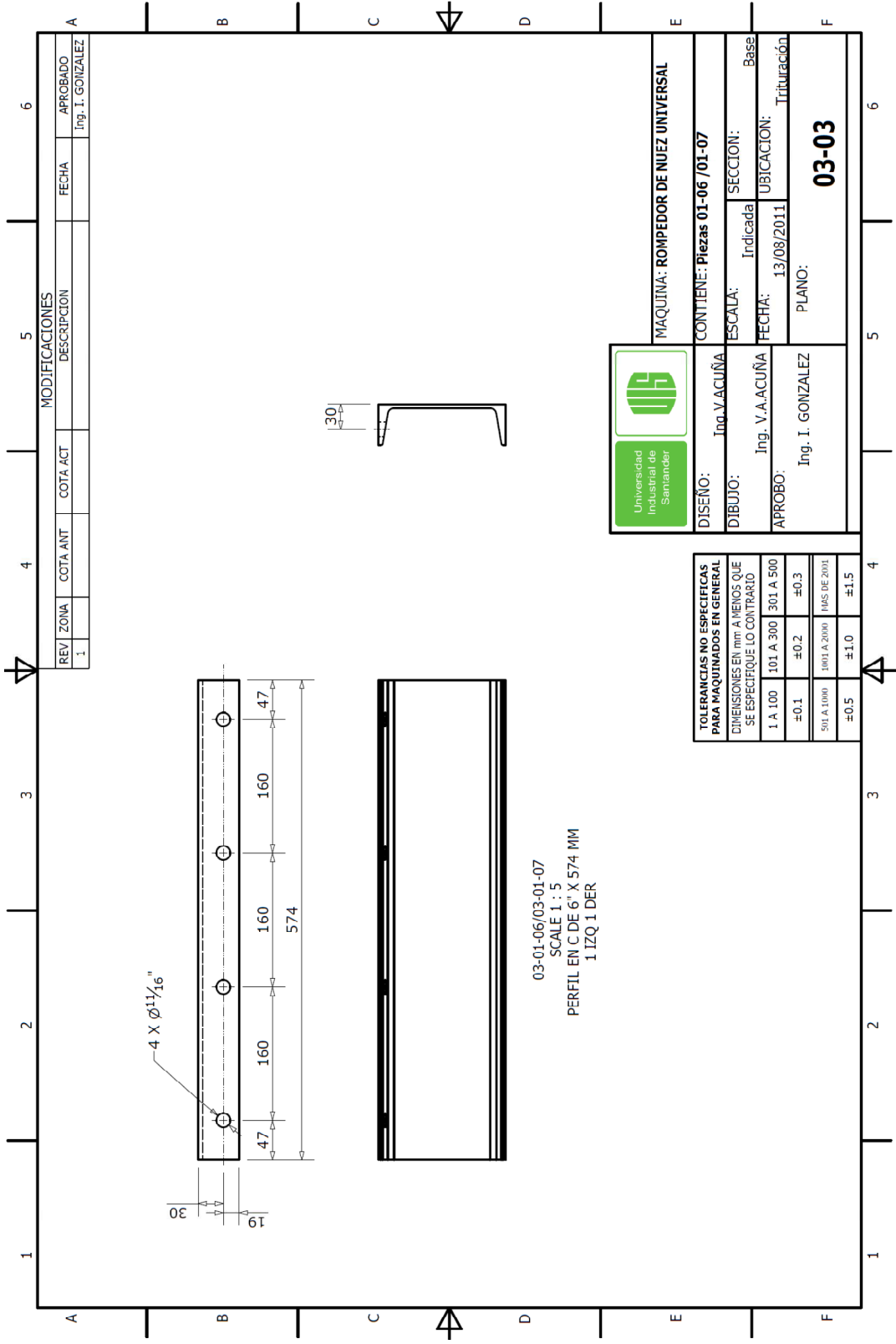




		MACQUINA: ROMPEDOR DE MUEZ UNIVERSAL	
DISEÑO: Ing. V. ACUNA	CONTIENE: MARCO ESTRUCTURAL	ESCALA: INDICADA	SECCION: BASE
DIBUJO: Ing. V. ACUNA	FECHA: 13/08/2011	UBICACION: TRIBUTACION F	PLANO: 03-01

REFERENCIAS NUMERICAS PARA MAQUINARIOS EN GENERAL			
DIMENSIONES EN MM Y ANCHOS QUE SE REFIEREN AL CONTORNO			
1 A 100	101 A 200	201 A 500	501 A 1000
03.1	03.2	03.3	03.4
03.5	03.6	03.7	03.8







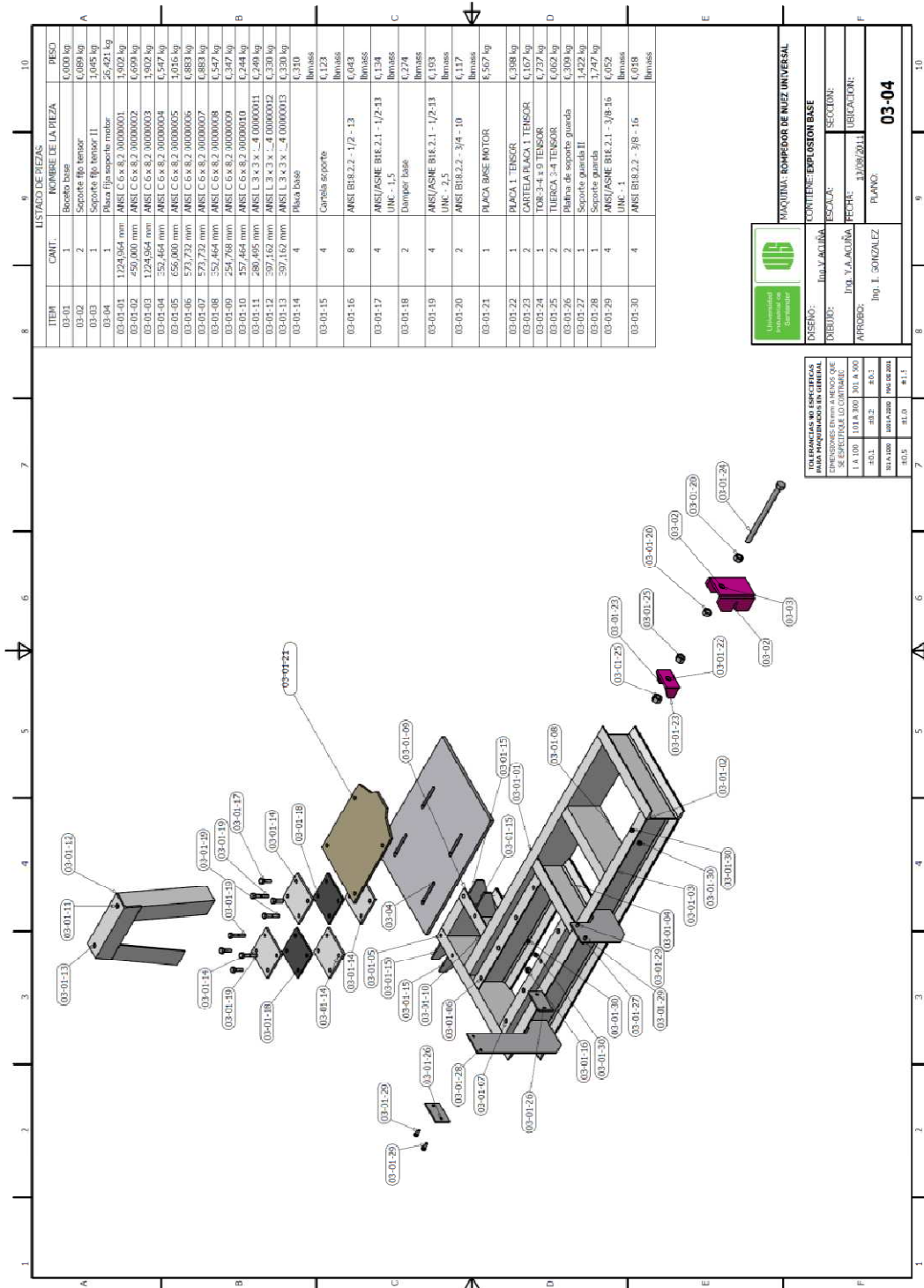
03-01-06/03-01-07
 SCALE 1 : 5
 PERFIL EN C DE 6" X 574 MM
 1 IZQ 1 DER

MODIFICACIONES			
REV	ZONA	COTA ANT	COTA ACT
1			


FECHA	APROBADO
	Ing. I. GONZALEZ

			
DISEÑO:	Ino. V. ACUÑA	MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL	
DIBUJO:	Ing. V. A. ACUÑA	ESCALA:	Indicada
APROBO:	Ing. I. GONZALEZ	FECHA:	13/08/2011
		UBICACION:	Tirrituración
		PLANO:	03-03

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO			
1 A 100	±0.1	101 A 300	±0.2
301 A 500	±0.3	501 A 1000	±0.5
1001 A 2000	±1.0	MAS DE 2001	±1.5

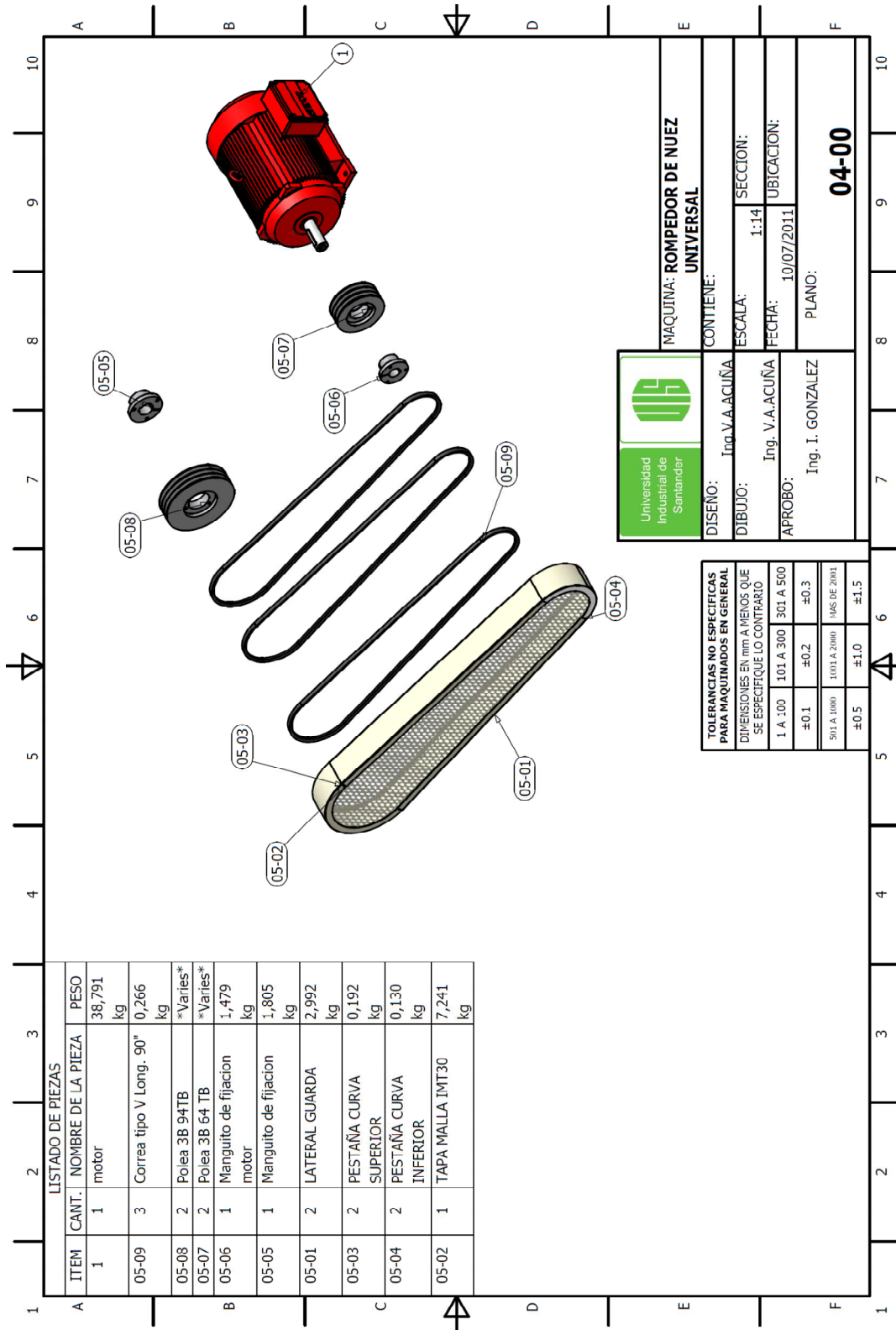


LISTADO DE PIEZAS			
ITEM	CANT.	NOMBRE DE LA PIEZA	PESO
03-01	1	Bocacha base	0,000 kg
03-02	2	Soporte fijo tensor	0,089 kg
03-03	1	Soporte fijo tensor II	1,045 kg
03-04	1	Placa fija soporte motor	26,421 kg
03-01-01	1224,964 mm	ANSI C 6 x 8.2 00000001	1,902 kg
03-01-02	450,000 mm	ANSI C 6 x 8.2 00000002	6,699 kg
03-01-03	1224,964 mm	ANSI C 6 x 8.2 00000003	1,902 kg
03-01-04	352,464 mm	ANSI C 6 x 8.2 00000004	6,547 kg
03-01-05	656,000 mm	ANSI C 6 x 8.2 00000005	1,016 kg
03-01-06	571,732 mm	ANSI C 6 x 8.2 00000006	6,883 kg
03-01-07	571,732 mm	ANSI C 6 x 8.2 00000007	6,883 kg
03-01-08	352,464 mm	ANSI C 6 x 8.2 00000008	6,547 kg
03-01-09	254,768 mm	ANSI C 6 x 8.2 00000009	6,347 kg
03-01-10	357,464 mm	ANSI C 6 x 8.2 00000010	6,244 kg
03-01-11	280,495 mm	ANSI L 3 x 3 x .4 00000001	6,249 kg
03-01-12	397,162 mm	ANSI L 3 x 3 x .4 00000002	6,338 kg
03-01-13	397,162 mm	ANSI L 3 x 3 x .4 00000003	6,338 kg
03-01-14	4	Placa Base	0,310
03-01-15	4	Carpetas soporte	Items
03-01-16	8	ANSI B18.2.2 - 1/2 - 13	0,123
03-01-17	4	ANSI/ASME B18.2.1 - 1/2-13 UNC - 1.5	0,043
03-01-18	2	Dampier base	Items
03-01-19	4	ANSI/ASME B18.2.1 - 1/2-13 UNC - 2.5	0,138
03-01-20	2	ANSI B18.2.2 - 3/4 - 10	Items
03-01-21	1	PLACA BASE MOTOR	5,567 kg
03-01-22	1	PLACA 1 TENSOR	0,388 kg
03-01-23	2	CARTELA PLACA 1 TENSOR	0,107 kg
03-01-24	1	TOR-3-4-9 TENSOR	0,737 kg
03-01-25	2	TUERCA 3-4 TENSOR	0,062 kg
03-01-26	2	Platino de soporte guarda	0,309 kg
03-01-27	1	Soporte guarda II	1,422 kg
03-01-28	1	Soporte guarda	1,747 kg
03-01-29	4	ANSI/ASME B18.2.1 - 3/8-16 UNC - 1	0,052
03-01-30	4	ANSI B18.2.2 - 3/8 - 16	Items
			0,018


UNIVERSIDAD DE SONORA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE SONORA
CONVITE EN FUSION BASE
ESCUELA: INULACUIMA
PROFESOR: DR. YACUIMA
FECHA: 30/08/2011
UBICACION:
APROBADO: DR. I. GONZALEZ
PLANO: 03-04

SE DEBE VERIFICAR LAS DIMENSIONES EN MILIMETROS QUE SE ENCUENTRAN EN EL DISEÑO.
SE ENCUENTRAN EN MILIMETROS.

1:4	100	100	100	100
1:5	100	100	100	100
1:6	100	100	100	100
1:7	100	100	100	100
1:8	100	100	100	100
1:9	100	100	100	100
1:10	100	100	100	100
1:11	100	100	100	100

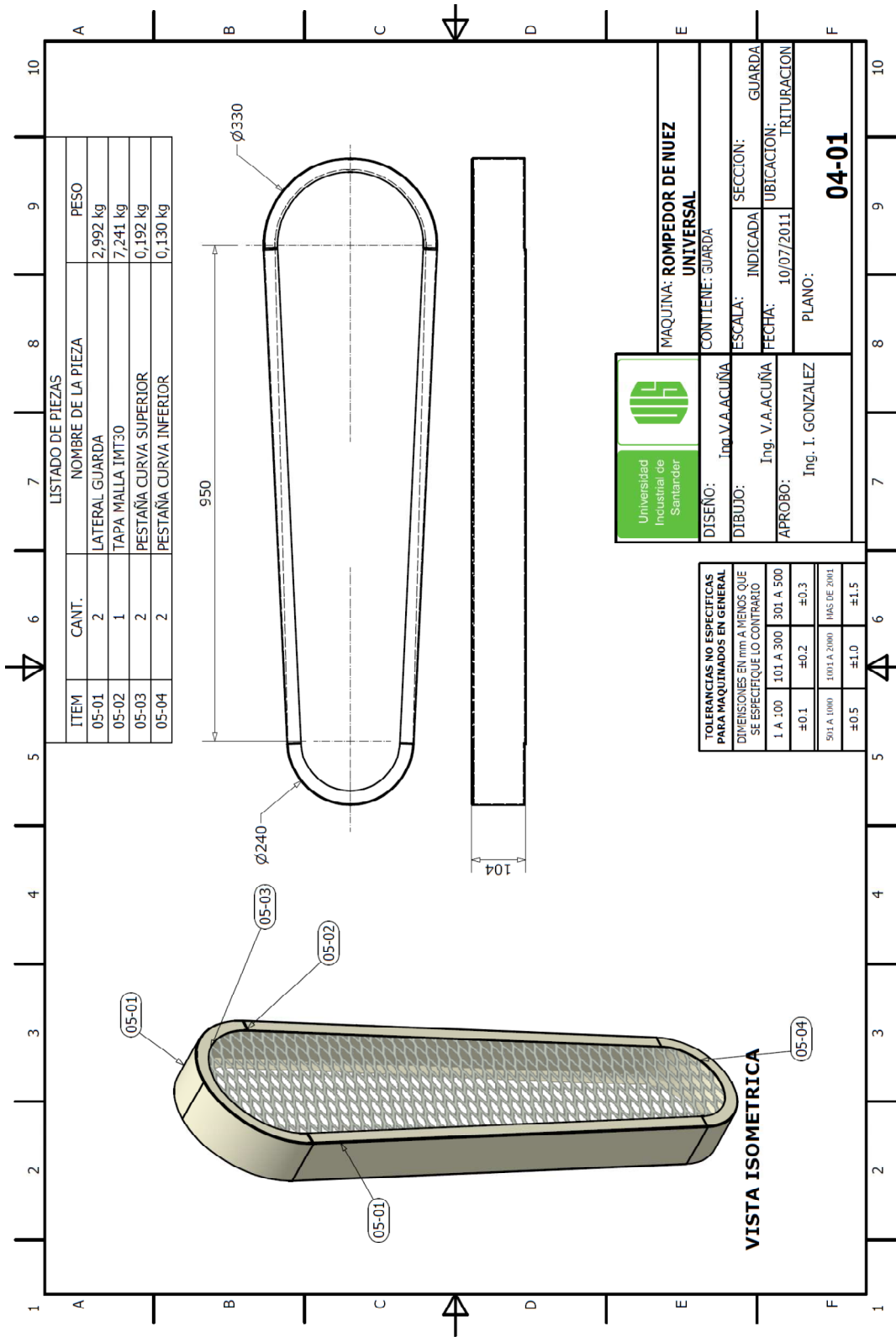


LISTADO DE PIEZAS			
ITEM	CANT.	NOMBRE DE LA PIEZA	PESO
1	1	motor	38,791 kg
05-09	3	Correa tipo V Long. 90"	0,266 kg
05-08	2	Polea 3B 94TB	*Varies*
05-07	2	Polea 3B 64 TB	*Varies*
05-06	1	Manguito de fijacion motor	1,479 kg
05-05	1	Manguito de fijacion	1,805 kg
05-01	2	LATERAL GUARDA	2,992 kg
05-03	2	PESTAÑA CURVA SUPERIOR	0,192 kg
05-04	2	PESTAÑA CURVA INFERIOR	0,130 kg
05-02	1	TAPA MALLA IMT30	7,241 kg



MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ	
CONTIENE: UNIVERSAL	
DISEÑO: Ing. V.A.ACUÑA DIBUJO: Ing. V.A.ACUÑA APROBO: Ing. I. GONZALEZ	ESCALA: 1:14 SECCION: FECHA: 10/07/2011 UBICACION: PLANO: 04-00

TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL			
DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO			
I. A. 100	101 A 300	301 A 500	
±0.1	±0.2	±0.3	
501 A 1000	1001 A 2000	HAS DE 2001	
±0.5	±1.0	±1.5	

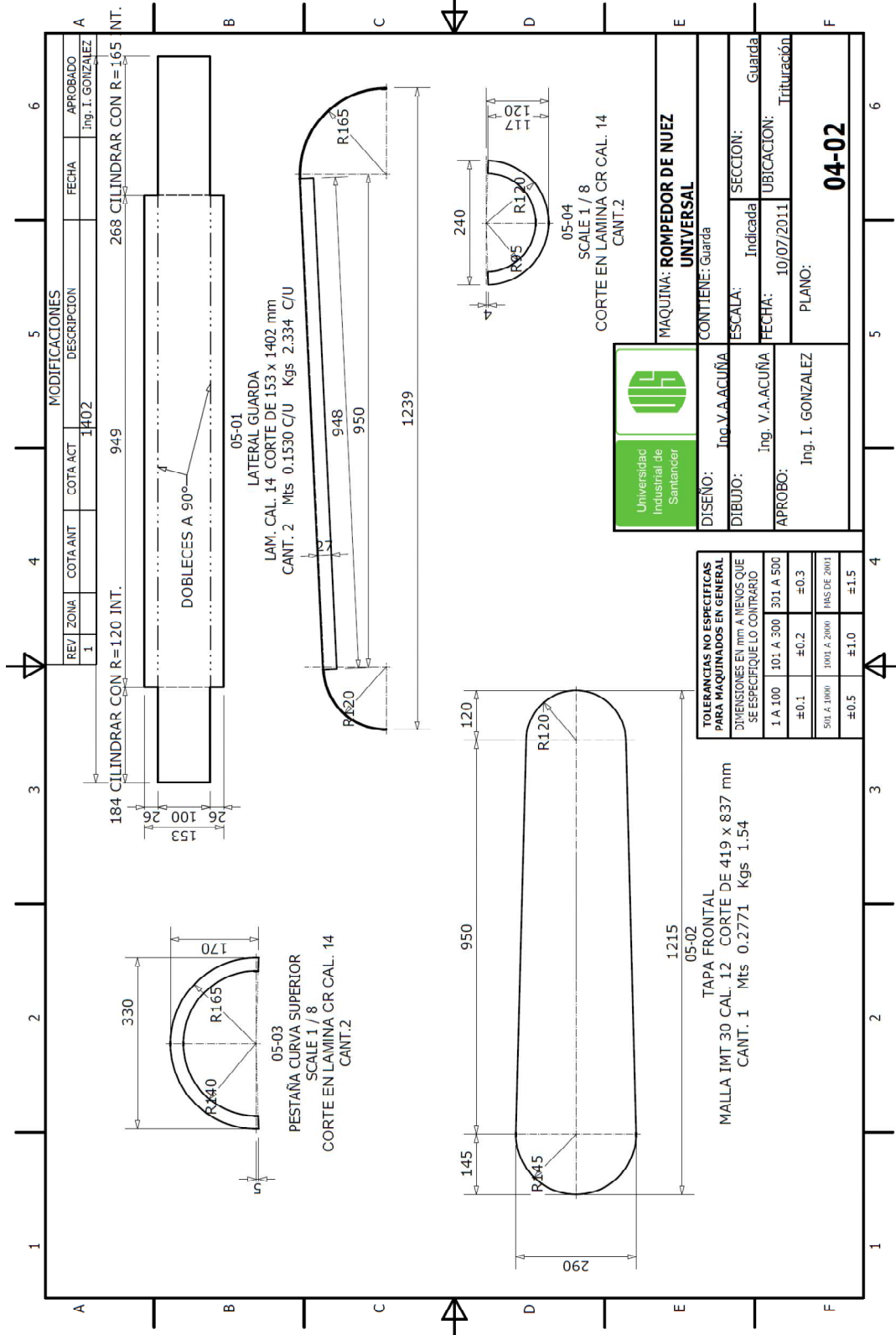


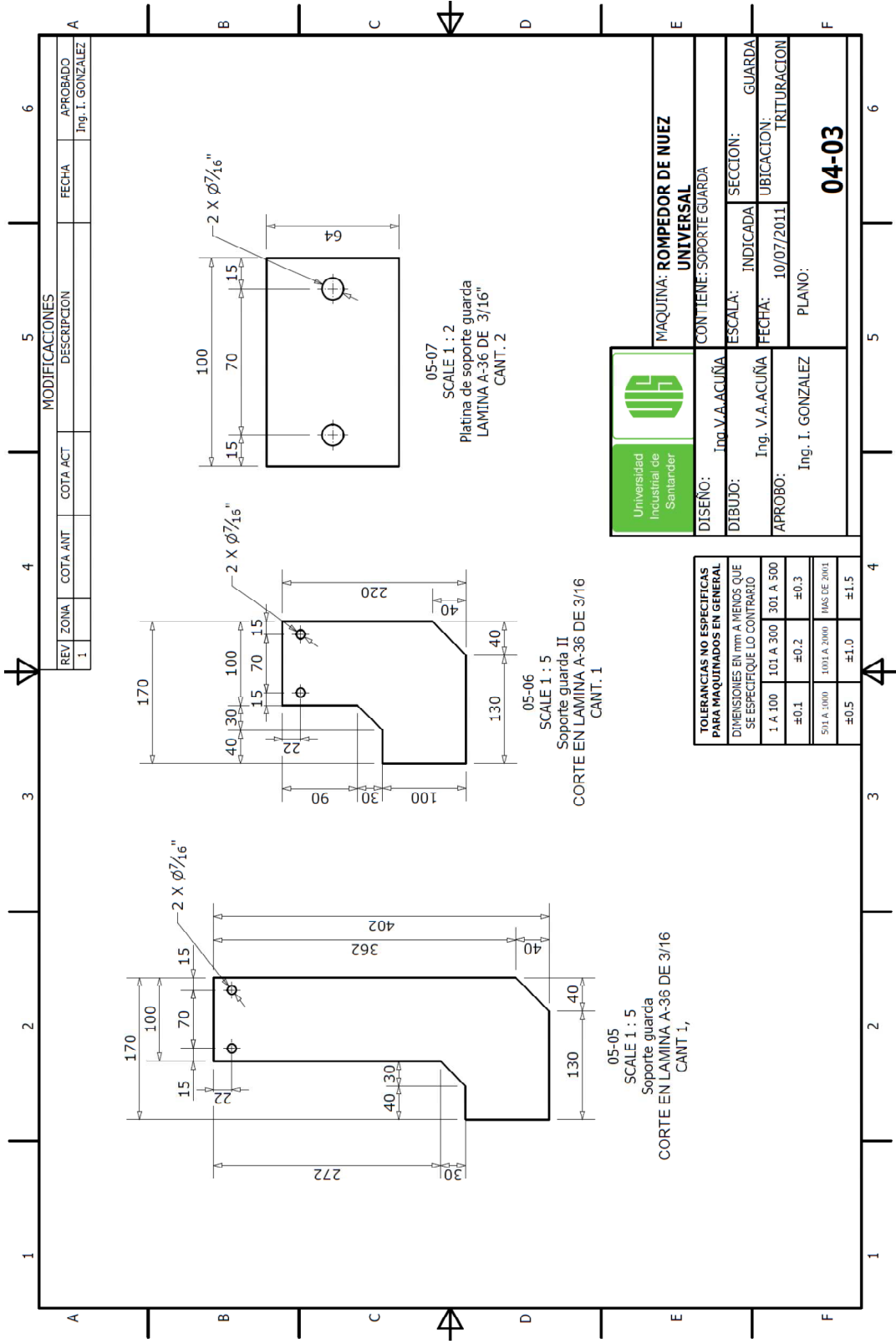
LISTADO DE PIEZAS			
ITEM	CANT.	NOMBRE DE LA PIEZA	PESO
05-01	2	LATERAL GUARDA	2,992 kg
05-02	1	TAPA MALLA IMT30	7,241 kg
05-03	2	PESTAÑA CURVA SUPERIOR	0,192 kg
05-04	2	PESTAÑA CURVA INFERIOR	0,130 kg

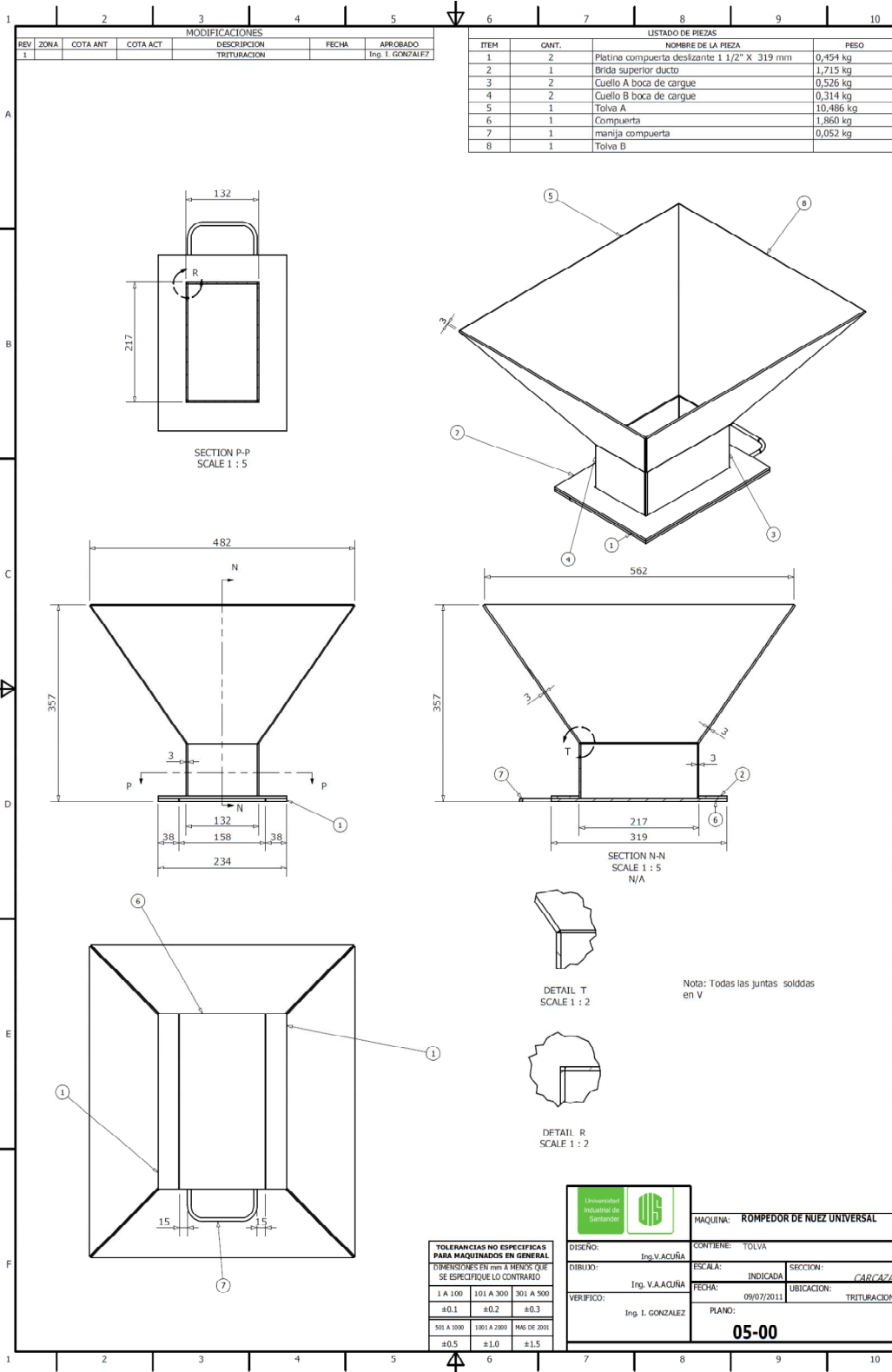
TOLERANCIAS NO ESPECIFICAS PARA MAQUINADOS EN GENERAL		
DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO		
1 A 100	101 A 300	301 A 500
±0.1	±0.2	±0.3
501 A 1000	1001 A 2000	2001 A 5000
±0.5	±1.0	±1.5

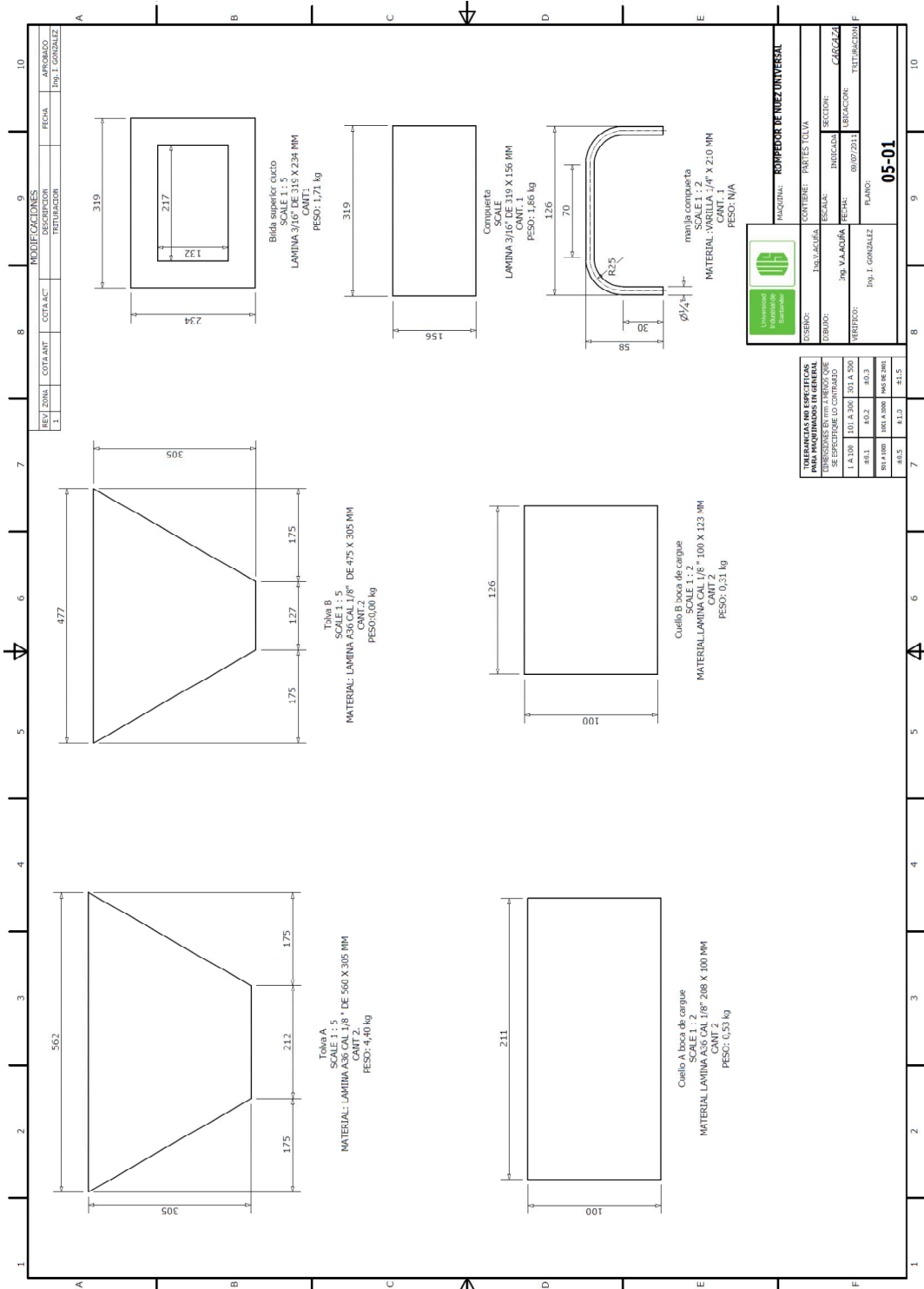

 Universidad Industrial de Santander
 DISEÑO: Ing. V.A. ACUÑA
 DIBUJO: Ing. V.A. ACUÑA
 APROBO: Ing. I. GONZALEZ

MAQUINA: ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL	
CONTIENE: GUARDA	
ESCALA: INDICADA	SECCION: GUARDA
FECHA: 10/07/2011	UBICACION: TRITURACION
PLANO: 04-01	



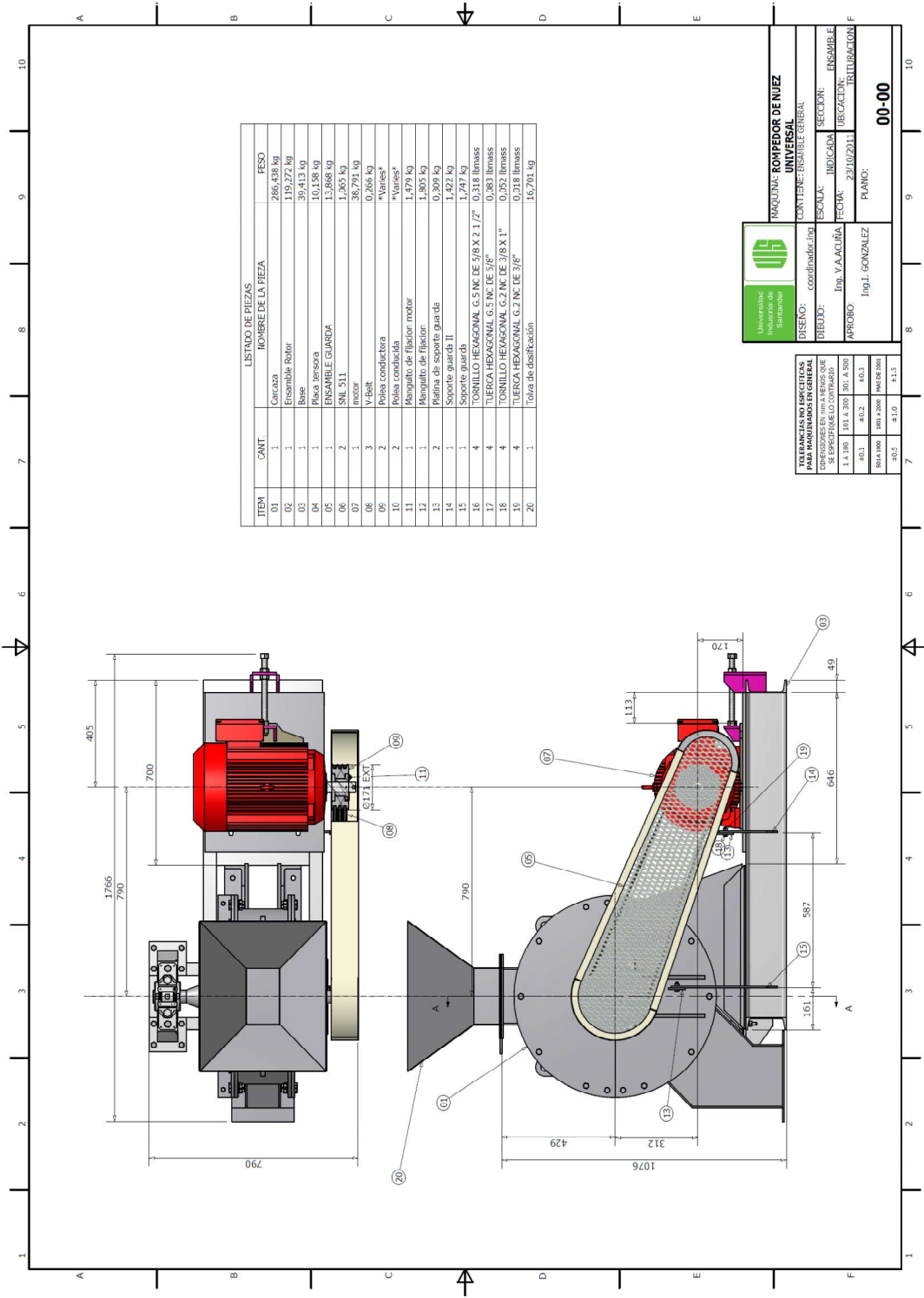







MAQUINA:	ROMPEDOR DE NIEVE UNIVERSAL		
CONTERE:	PARTES TOLVA		
DISEÑO:	Dra. LAURA	ESCALA:	
DIBUJO:	DRY. V. LA ROSA	INDICADA:	CARGAZA
VERIFICADO:	DRY. I. GONZALEZ	FECHA:	09/07/2011
		UBICACION:	TECNOLOGIA
		PLANO:	05-01

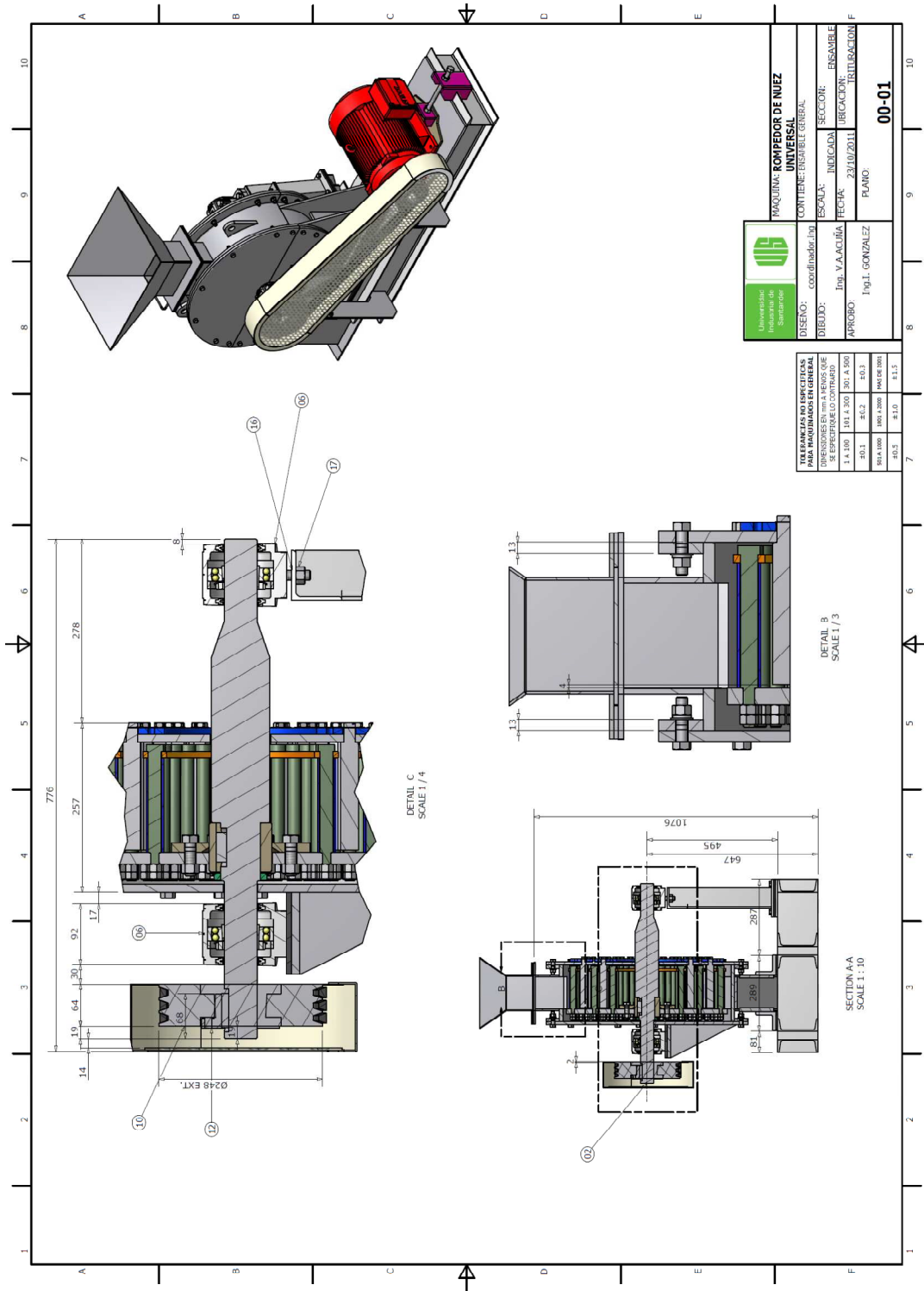
INDICACIONES NO ESPECIFICAS			
INDICACIONES NO ESPECIFICAS DE MATERIALES Y EQUIPOS SE ENVIARON EN EL CONTRATO			
1 A 100	101 A 300	301 A 500	
50.1	50.2	50.3	
50.4	50.5	50.6	
50.7	50.8	50.9	
51.0	51.1	51.2	51.3



ITEM	CANT.	LISTADO DE PIEZAS	NOMBRE DE LA PIEZA	PESO
01	1	Carcasa		286,438 kg
02	1	Ensamble Rotor		119,272 kg
03	1	Base		39,413 kg
04	1	Placa tensora		10,158 kg
05	1	ENSAMBLE GUARDA		13,868 kg
06	2	SNL 511		1,265 kg
07	1	motor		38,791 kg
08	3	V-Belt		0,266 kg
09	2	Polea conductora		"Vernee"
10	2	Polea conducida		"Vernee"
11	1	Manguito de fijación motor		1,479 kg
12	1	Manguito de fijación		1,805 kg
13	2	Platina de soporte para dtd		0,309 kg
14	2	Soporte para dtd II		1,422 kg
15	4	Soporte para TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 5/8 X 2 1/2"		1,771 kg
16	4	TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 5/8 X 2 1/2"		0,318 libras
17	4	TORNILLO HEXAGONAL G.5 NC DE 5/8 X 2 1/2"		0,318 libras
18	4	TORNILLO HEXAGONAL G.2 NC DE 3/8 X 1"		0,362 libras
19	4	TORNILLO HEXAGONAL G.2 NC DE 3/8 X 1"		0,318 libras
20	1	Tolva de clasificación		16,701 kg


MAQUINA: MOLINERÍA UNIVERSAL
 CONTENIENE: ENSAMBLE GENERAL
 DISEÑO: coordinador.jim
 DIBUJO: Ing. VA. ACUÑA
 APROBADO: Ing. J. GONZALEZ
 ESCALA: INDICADA
 FECHA: 23/10/2011
 SECCIÓN: ENSAMBLE
 UBICACIÓN: TRITURACION F
 PLANO: **00-00**

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS PARA MAQUINARIOS EN GENERAL			
1 A 100	101 A 300	301 A 500	500 A 1000
±0.1	±0.2	±0.3	±0.5
±0.1	±0.2	±0.3	±0.5
±0.1	±0.2	±0.3	±0.5



	MAQUINA ROMPEDOR DE NUEZ UNIVERSAL	CONTIENE ENSAMBLE GENERAL
	DISEÑO: <i>coordinador, j.l.g</i>	REVISOR: <i>INDICADA</i>
DIBUJO: <i>Dir. V.A.AQUILA</i>	FECHA: 23/10/2011	SECCION: ENSAMBLE
APROBADO: <i>Ing.L. GONZALEZ</i>	PLANO:	UBICACION: REFINERIA/FON F
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS PARA MEDIDAS EN GENERAL SE APLICAN LAS SIGUIENTES:		00-01
± 0.1	± 0.2	± 0.3
± 0.15	± 0.25	± 0.35
± 0.2	± 0.3	± 0.4
± 0.25	± 0.35	± 0.45
± 0.3	± 0.4	± 0.5
± 0.35	± 0.45	± 0.55
± 0.4	± 0.5	± 0.6
± 0.45	± 0.55	± 0.65
± 0.5	± 0.6	± 0.7
± 0.55	± 0.65	± 0.75
± 0.6	± 0.7	± 0.8
± 0.65	± 0.75	± 0.85
± 0.7	± 0.8	± 0.9
± 0.75	± 0.85	± 0.95
± 0.8	± 0.9	± 1.0
± 0.85	± 0.95	± 1.05
± 0.9	± 1.0	± 1.1
± 0.95	± 1.05	± 1.15
± 1.0	± 1.1	± 1.2