

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO

**LUIS CARLOS MATEUS MATEUS
FEIRY ALFREDO RODRIGUEZ SARMIENTO**

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

2012

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO

**LUIS CARLOS MATEUS MATEUS
FEIRY ALFREDO RODRIGUEZ SARMIENTO**

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 mis padres quienes con mucho esfuerzo me han colaborado y apoyado día a día en cada uno de los proyectos que he emprendido; a mis hermanos, mis amigos y todas las personas que de una u otra forma han contribuido en mi formación tanto intelectual como personal.

Feiry Rodríguez.

*A Dios, por aliviar mis cargas y ser mi guía constante.
A mis padres por su apoyo incondicional, paciencia y sacrificio durante todos estos años.
A mis familiares y amigos quienes estuvieron pendientes en todo momento de mi desarrollo profesional.
A todos aquellos que de alguna u otra forma aportaron al proyecto.*

Luis Carlos Mateus

AGRADECIMIENTOS

A Dios primeramente porque gracias a Él se han dado todas y cada una de las bendiciones que he recibido, entre ellas mi vida; al profesor Isnardo González por aportar incondicionalmente parte del conocimiento que él ha adquirido para la formación de profesionales que hacen y harán parte del desarrollo de mi país, a la persona que con su conocimiento empírico contribuyó para que este proyecto tuviese un fin óptimo, Luis Girón.

Feiry Rodríguez.

- A Isnardo González, Ingeniero Mecánico, director del proyecto y gran amigo, por su apoyo, dirección y compromiso con el desarrollo de la ingeniería en Santander.
- A Jorge Meneses, Ingeniero Mecánico, amigo y mentor quien con sus consejos ayudo a direccionar mi camino.
- A Luis Girón, quien desinteresada e incondicionalmente nos acompañó y nos transmitió su experiencia en el campo de la metalmecánica.
- A los patrocinadores del proyecto quienes con su aporte económico garantizaron el feliz término del proyecto.

Luis Carlos Mateus

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	23
1. EL PROBLEMA DEL BISELADO DEL VIDRIO.....	25
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	25
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	26
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	28
1.3.1 Objetivo General.....	28
1.4 CANTEADO Y BISELADO DEL VIDRIO.....	29
1.4.1 Canteado	29
1.4.2 Biselado	30
2. GENERALIDADES DEL VIDRIO.....	31
2.1 ESTRUCTURA ATOMICA.....	33
2.2 PROPIEDADES FISICAS.....	34
2.2.1 Color	34
2.2.2 Textura.....	35
2.2.3 Peso.....	35
2.2.4 Maleabilidad.....	36
2.3 TIPOS DE VIDRIO.....	37
2.3.1 Vidrios de boro silicato	37
2.3.2 Vidrios al plomo	38
2.3.3 Vidrios de botella	38
2.3.4 Vidrios de cristal	39
2.3.5 Vidrios sílico-sódico-cálcicos (vidrio común).....	39
2.3.6 Vidrios de sílice fundido.....	40

2.4 PROPIEDADES QUÍMICAS	40
2.4.1 Densidad	40
2.4.2 Viscosidad	41
2.4.3 Corrosión	42
2.5 PROPIEDADES MECÁNICAS	43
2.5.1 Torsión	43
2.5.2 Compresión	43
2.5.3 Tensión	44
2.5.4 Flexión	44
2.6 PROPIEDADES TÉRMICAS	45
2.6.1 Calor específico	45
2.6.2 Conductividad térmica	45
2.6.3 Propiedades eléctricas	45
2.7 USOS ACTUALES DEL VIDRIO	46
3. PROCESO DE DISEÑO CONCEPTUAL	47
3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCION CALIDAD (QFD)	47
3.1.1 Demandas básicas del consumidor	47
3.1.2 Organización de requerimientos.....	48
3.1.3 Requerimientos de diseño	49
3.1.4 Organización de requerimientos de diseño.....	49
3.1.5 Matriz de calidad.....	51
3.1.6 Ponderación de resultados para selección de solución	52
3.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARTICULARES	53
3.2.1 Alternativa 1. Biseladora rectilínea	54
3.2.2 Alternativa 2. Máquina biseladora y pulidora de formas	56
3.2.3 Alternativa 3. Biseladora manual.....	58
3.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	59
4. FUNCIONAMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA.....	61

4.1 SISTEMAS QUE COMPONEN LA MAQUINA.....	61
4.2 SISTEMA MECÁNICO.....	62
4.3 SISTEMA DE POSICIONAMIENTO.....	62
4.4 SISTEMA ESTRUCTURAL.....	63
4.5 SISTEMA DE SUJECIÓN DEL VIDRIO.....	64
4.6 SISTEMA DE MECANIZADO DEL VIDRIO.....	65
5. DISEÑO, CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS SISTEMAS QUE COMPONEN LA MAQUINA BISELADORA DE VIDRIO.....	67
5.1 DISEÑO Y CALCULO DEL SISTEMA MECANICO.....	67
5.1.1 Diseño tornillo de potencia.....	67
5.1.2 Diseño par de engranajes cónicos.....	77
5.1.3 Diseño eje del engranaje cónico.....	89
5.1.4 Selección rodamientos sistema mecánico.....	93
5.2 DISEÑO Y CALCULO DEL SISTEMA DE POSICIONAMIENTO.....	96
5.2.1 Diseño brazo.....	96
5.2.2 Fuerzas en el antebrazo.....	102
5.2.3 Selección rodamientos articulación del brazo-antebrazo.....	105
5.2.4 Calculo tornillos de sujeción del brazo.....	107
5.2.5 Selección rodamientos en la botella.....	117
5.2.6 Selección rodamientos tambor giratorio.....	119
5.3 DISEÑO Y CALCULO DEL SISTEMA ESTRUCTURAL.....	122
5.3.1 Diseño columna principal.....	123
5.3.2 Diseño base fundición gris.....	126
5.3.3 Selección tornillos de sujeción columna principal.....	129
5.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN POR VACÍO.....	131
5.4.1 Medición de vacío (unidades).....	132
5.4.2 Selección de las ventosas.....	132
5.4.3 Determinación del diámetro de la ventosa.....	135
5.4.4 Fuerza de sujeción.....	136

5.4.5 Precauciones	137
5.4.6 Cálculo de tuberías.....	140
5.4.7 Selección del tamaño del eyector	142
5.5 SISTEMA DE MECANIZADO DEL VIDRIO	143
5.5.1 Palpadores.....	145
5.5.2 Calculo de la fuerza de corte sobre el vidrio	146
5.5.3 Selección de la cuña	149
5.5.4 Diseño del husillo.....	151
5.5.4.1 Diseño por resistencia a la fatiga.	156
5.5.5 Selección de rodamientos transmisión.....	159
5.5.6 Subsistema de refrigeración.....	162
6. CONSTRUCCIÓN Y PRESUPUESTO	169
6.1 MATERIALES Y ELEMENTOS	169
6.2 PLANIFICACION DEL PROCESO	171
6.2.1 Proceso de torneado, taladrado, fresado y pulido	173
6.2.2 Proceso de soldadura, pintura, doblado y armado.	174
6.3 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA ESTRUCTURAL	175
6.3.1 Base.....	175
6.3.2 Columna principal.....	177
6.4 CONSTRUCCIÓN SISTEMA DE POSICIONAMIENTO.....	178
6.4.1 Brazo.....	178
6.4.2 Antebrazo	179
6.4.3 Tambor giratorio	180
6.4.4 Botella.....	181
6.5 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO.....	181
6.5.1 Tornillo de potencia	181
6.5.2 Tuerca del tornillo de potencia	182
6.5.3 Base tornillo de potencia	182
6.5.4 Base mandíbula.....	183

6.5.5 Volante.....	184
6.5.6 Eje volante	184
6.5.7 Porta engranajes.	185
6.6 CONSTRUCCION SISTEMA MECANIZADO DEL VIDRIO.....	185
6.6.1 Mandíbula	185
6.6.2 Base guías	186
6.6.3 Guía lateral	186
6.7 CONSTRUCCION DEL SISTEMA DE SUJECION DEL VIDRIO	187
6.7.1 Mesa	187
6.7.2 Zapatos	188
7. PRUEBAS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA.	189
7.1 PRUEBA DE MOVILIDAD	189
7.2 PRUEBA DE PULIDO.....	192
7.3 PRUEBA SISTEMA DE VACIO.....	195
7.4 PRUEBA RECIRCULACION DE AGUA.....	196
7.5 PRUEBA SISTEMA ELECTRICO	197
8. CONCLUSIONES	199
BIBLIOGRAFIA.....	201
ANEXOS	203

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Vidrio biselado	25
Figura 2. Biseladora tipo pulpo	27
Figura 3. Diferentes canteados	29
Figura 4. Vidrio biselado	30
Figura 5. Estructura cristalina (a) vítrea (b) de silicato.....	34
Figura 6. Curva de templado de un vidrio pyrex	38
Figura 7. Porcentajes de composición del vidrio.....	39
Figura 8. Gráfica de aumentos y disminuciones de densidad de acuerdo al incremento en porcentajes de sustancias componentes.	41
Figura 9. Variación de la viscosidad (en poises) a los 1000 °C, de acuerdo a la composición.	42
Figura 10. Gráfica de porcentajes de compresibilidad dependiente de temperaturas en los diversos tipos de vidrios.	43
Figura 11. Vidrio sometido a flexión.	44
Figura 12. Organización de requerimientos	48
Figura 13. Organización de requerimientos de diseño.	50
Figura 14. Resultados de las necesidades del cliente.....	52
Figura 15. Resultados de parámetros de diseño.	52
Figura 16. Ponderación para las alternativas de solución.	53
Figura 17. Biseladora rectilínea.....	54
Figura 18. Máquina biseladora de vidrio tipo pulpo.....	56
Figura 19. Biseladora manual.....	58
Figura 20. Componentes sistema mecánico.	62
Figura 21. Elementos del sistema de posicionamiento.....	63
Figura 22. Elementos del sistema estructural.	64

Figura 23. Sistema de sujeción del vidrio.....	65
Figura 24. Sistema de mecanizado del vidrio.	66
Figura 25. Geometría tornillo de potencia.	68
Figura 26. Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados.	73
Figura 27. Grafica velocidades críticas de descenso.....	74
Figura 28. Análisis CAE tornillo de potencia, fuerza aplicada y malla	75
Figura 29. Análisis CAE cresta del tornillo de potencia, esfuerzo máximo.....	76
Figura 30. Análisis CAE cresta del tornillo de potencia, desplazamiento máximo .	76
Figura 31. Análisis CAE cresta del tornillo de potencia, factor de seguridad	77
Figura 32. Geometría engranajes cónicos	78
Figura 33. Número de esfuerzo de contacto admisible según dureza del acero....	87
Figura 34. Propiedades laminas y planchas Hot Rolled.	99
Figura 35. Análisis CAE brazo, fuerza aplicada y malla	100
Figura 36. Análisis CAE brazo, esfuerzo máximo	100
Figura 37. Análisis CAE brazo, desplazamiento máximo	101
Figura 38. Análisis CAE brazo, factor de seguridad.....	101
Figura 39. Análisis CAE antebrazo, fuerza aplicada y malla	103
Figura 40. Análisis CAE antebrazo, esfuerzo máximo	104
Figura 41. Análisis CAE antebrazo, desplazamiento máximo	104
Figura 42. Análisis CAE antebrazo, factor de seguridad	105
Figura 43. Análisis CAE sujetadores roscados brazo, fuerzas y malla, ubicación fuerzas, momento torsor y apoyos	115
Figura 44. Análisis CAE sujetadores roscados brazo, esfuerzo máximo	115
Figura 45. Análisis CAE sujetadores roscados brazo, desplazamiento máximo..	116
Figura 46. Análisis CAE sujetadores roscados brazo, factor de seguridad	116
Figura 47. Base en fundicion gris, fuerzas que actuan sobre la superficie.....	127
Figura 48. Mallado de la base	127
Figura 49. Analisis CAE base, esfuerzo maximo	128
Figura 50. Analisis CAE base, desplazamiento maximo.....	128
Figura 51. Analisis CAE base, Factor de seguridad.....	129

Figura 52. Ventosas según la forma geométrica y la compatibilidad del material.	134
Figura 53. Confirmación de la selección del diámetro	135
Figura 54. Contacto de la ventosa con la pieza	138
Figura 55. Posicionamiento y distribución de las ventosas.....	139
Figura 56. Sujeción de láminas de gran superficie.	139
Figura 58. Formas al Borde del vidrio.	143
Figura 59. Piedras para el mecanizado del vidrio	144
Figura 60. Oxido de cerio.	145
Figura 61. Guía lateral.	146
Figura 62. Guía inferior.....	146
Figura 63. Diseño Conceptual del husillo	151
Figura 64. Análisis CAE transmisión, ensamble y mallado	153
Figura 65. Análisis CAE Trasmisión, husillo, porta herramienta, Tensiones Von Mises	154
Figura 66. Análisis CAE Trasmisión, husillo, porta Herramienta, Desplazamientos.	155
Figura 67. Análisis CAE husillo, porta herramienta. Deformaciones unitarias.....	156
Figura 68. Análisis CAE husillo, porta herramienta. Daño	157
Figura 69. Análisis CAE, husillo, porta herramienta. Vida	158
Figura 70. Análisis CAE, husillo, porta herramienta. Factor de Carga	159
Figura 71. Diagrama de Moody	163
Figura 72. Perdidas de presión en el filtro.....	164
Figura 73. Máquinas utilizadas en los procesor de torneado, taladrado y fresado.	174
Figura 74. Modelo de la base en madera.....	176
Figura 75. Moldeo de base en arena.....	176
Figura 76. Base fundida.....	177
Figura 77. Columna principal.....	177
Figura 78. Platinas de refuerzo en el brazo	178

Figura 79. Brazo	179
Figura 80. Antebrazo	179
Figura 81. Eje antebrazo	180
Figura 82. Tambor giratorio	180
Figura 83. Botella.....	181
Figura 84. Tornillo de potencia	182
Figura 85. Tuerca del tornillo de potencia	182
Figura 86. Base tornillo de potencia	183
Figura 87. Base mandíbula.....	183
Figura 88. Volante.	184
Figura 89. Eje volante.....	184
Figura 91. Mandíbula	186
Figura 92. Base guías.....	186
Figura 93. Guía lateral.....	187
Figura. 94 Mesa.....	187
Figura 95. Zapatos.....	188
Figura 96. Herramienta por debajo del nivel del vidrio.....	189
Figura 97. Herramienta a nivel del vidrio.....	190
Figura 98. Herramienta por encima del nivel del vidrio	191
Figura 99. Herramientas para pulir.....	192
Figura 100. Vidrio sin pulir	193
Figura 101. Puliendo el vidrio	193
Figura 102. Vidrio pulido.....	194
Figura 103. Succión de las ventosas.....	195
Figura 104. Recirculación de agua.....	196
Figura 105. Rotor.....	197
Figura 106. Sistema eléctrico	198

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Elementos que dan coloración al vidrio.....	34
Tabla 2. Composición de vidrios típicos (en porcentaje en peso)	36
Tabla 3. Propiedades físicas vidrio plano.....	37
Tabla 4. Usos del vidrio	46
Tabla 5. Matriz de calidad.....	51
Tabla 6. Especificaciones técnicas – Biseladora rectilínea.....	55
Tabla 7. Especificaciones técnicas – Biseladora tipo pulpo.....	57
Tabla 8. Evaluación de alternativas.....	59
Tabla 9. Geometría tornillo de potencia	68
Tabla 10. Cálculo de los torques necesarios y eficiencia del tornillo.....	70
Tabla 11. Cálculo de los esfuerzos en el tornillo.....	71
Tabla 12. Calculo geometría engranajes conicos.	78
Tabla 13. Calculo de potencias en el tornillo y la manivela.	81
Tabla 16. Principales usos de los aceros de Ingeniería.....	88
Tabla 17. Tratamientos térmicos Acero AISI 8620.....	89
Tabla 18. Calculo diámetros eje del engranaje cónico.	90
Tabla 19. Comparación de los diámetros calculados y reales en el eje del engranaje cónico	93
Tabla 20. Calculo vida nominal de los rodamientos en el eje del engranaje cónico.	94
Tabla 21. Esfuerzo por flexión y deflexión máxima.....	96
Tabla 22: Calculo Reacciones antebrazo.....	102
Tabla 23. Selección rodamientos articulación Brazo - Antebrazo.	106
Tabla 24. Grados SAE para tornillos.....	108
Tabla 25: Dimensiones de roscas métricas.	109

Tabla 27. Reacciones y rodamientos en la botella.....	117
Tabla 28. Rodamientos en el tambor giratorio.	120
Tabla 29. Esfuerzo máximo por flexión columna principal.....	123
Tabla 30. Tuberías utilizadas en la industria petrolera	126
Tabla 31. Esfuerzo sobre los tornillos de sujeción en la columna principal.....	130
Tabla 32. Aplicaciones según material de la ventosa.	133
Tabla 33. Fuerza de sujeción según diámetro de ventosa	137
Tabla 35. Calculo del tamaño del eyector.	142
Tabla 37. Relación de cuñas según diámetro de eje	149
Tabla 38. Cálculo de la longitud de la cuña	150
Tabla 39. Rodamientos en la transmisión	161
Tabla 40. Perdida de carga para tubería PVC RDE21.	162
Tabla 41. Selección de la Bomba de impulsión.	164
Tabla 42. Características de la bomba.....	166
Tabla 43. Presupuesto materiales.....	169
Tabla 44. Diferentes procesos.....	171
Tabla 45. Presupuesto procesos de manufactura.....	172
Tabla 46. Presupuesto total del proyecto.....	173

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. PROPIEDADES FUNDICION GRIS.....	204
ANEXO B. TABLAS PARA EL DISEÑO DE TORNILLOS DE POTENCIA.	205
ANEXO C. TABLAS PARA DISEÑO DE ENGRANAJES CÓNICOS	207
ANEXO D. TABLAS PARA EL DISEÑO DE EJES	215
ANEXO E. PROPIEDADES DE ACERO 1020.....	217
ANEXO F. PROPIEDADES DE ACERO 1045.....	218
ANEXO G. TABLAS PARA SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	220
ANEXO H. SOFTWARE PARA LA SELECCIÓN DE VENTOSAS PARA VACÍO.....	227
ANEXO I. MANUAL TÉCNICO.....	233
ANEXO J. PLANOS.....	250

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO*.

AUTOR: FEIRY ALFREDO RODRIGUEZ SARMIENTO
LUIS CARLOS MATEUS MATEUS**

PALABRAS CLAVE: Máquina biseladora, vidrio, muelas abrasivas, oxido de serio, vacío, ventosas.

DESCRIPCIÓN:

Este proyecto diseña y construye una máquina biseladora de vidrio de formas, dando paso a una propuesta viable económicamente para los microempresarios dedicados al trabajo del vidrio con fines decorativos.

Se fabrica un mecanismo capaz de dar forma al vidrio, operando sobre el contorno del mismo con muelas abrasivas que van dejando el acabado superficial deseado por el cliente. Su construcción implementa tecnología de punta, apta para entrar al mercado a competir con fabricantes de este tipo de maquinaria. La capacidad de realizar el pulido y canteado se adecua a las necesidades del mercado.

Este proyecto se diseñó teniendo en cuenta la responsabilidad que recae sobre las empresas en materia de prevención de riesgos laborales. Por esto el prototipo cuenta con un sistema de evacuación de los residuos del vidrio, elaborado con el fin de que el ambiente de trabajo esté libre de partículas suspendidas en el aire que puedan llegar a afectar la salud del operario.

Como punto de partida para el diseño se implementó el cálculo ingenieril convencional, posteriormente se realizó un análisis CAE que sustenta el resultado del cálculo ingenieril.

Desde su inicio hasta su culminación el proyecto mantuvo ardua comunicación entre la parte de construcción y el diseño evaluando las alternativas que se iban presentando tanto a nivel económico como funcional, dando como resultado una considerable reducción de costos y simplificando sus procesos de manufactura y ensamble.

* Trabajo de Grado

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

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A GLASS BEVELING MACHINE*

AUTHOR: FEIRY ALFREDO RODRIGUEZ SARMIENTO
LUIS CARLOS MATEUS MATEUS**

KEYWORDS: Beveling machine, glass, grinding wheels, cerium oxide, vacuum, suction cups.

DESCRIPTION:

This project designs and builds a glass beveling machine, giving way to an economically possible proposal for micro entrepreneurs dedicated to the work of glass for decorative purpose.

It manufactures a mechanism to shape the glass, operating on the same contour with grinding wheels which are leaving the surface finish desired by the customer. Its construction implements technology, suitable to enter the market to compete with manufacturers of this type of machinery. The ability to perform polishing and edging fits market needs.

This project was designed taking into account the responsibility that falls on businesses in the prevention of occupational hazards. That is why the prototype has a system for the disposal of waste glass, drawn to the work environment that is free of airborne particles that can potentially affect the health of the operator.

As a starting point for the design was implemented conventional engineering calculation, then analyzed based CAE engineering calculation result. As a starting point for the design was implemented conventional engineering calculation, then analyzed based CAE engineering calculation result.

From start to finish the project remained the communication between the building and evaluating design alternatives presented themselves both economically and functionally, resulting in considerable cost reduction and streamlining its manufacturing and assembly processes.

* Graduate work

** Faculty of Physicomechanical Engineering. Mechanical Engineering School. Director: Ing Jaimes González Isnardo

INTRODUCCIÓN

“En una época de cambios radicales, el futuro es de los que siguen aprendiendo, los que ya aprendieron, se encuentran equipados para vivir en un mundo que ya no existe”. **Eric Hoffer.**

La presencia del vidrio en prácticamente todos los ámbitos de nuestra vida, provoca que no nos percatemos de la importancia que tiene y que lo convierte en uno de los productos insustituibles en el modo de vida de las sociedades modernas desarrolladas.

La competencia del mercado hace que las empresas tengan que innovar en sus procesos, aplicando toda clase de conocimientos y habilidades que permitan llegarle al cliente con diseños y productos agradables a la vista y asequibles a su economía; es ahí donde la ingeniería toma un papel importante como solución a los problemas presentes.

Este proyecto ofrece una alternativa económicamente viable para los microempresarios del sector industrial dedicados a procesos del vidrio con fines decorativos; el trabajo que se lleva a cabo sobre el contorno del vidrio hace necesario de un dispositivo que cumpla con requerimientos a nivel de versatilidad, precisión, compatibilidad, seguridad y lo mejor, que supla las necesidades de los clientes quienes son el activo más importante y de cuidado de cada empresa.

La máquina biseladora de vidrio mediante muelas abrasivas puede hacer el cantedado y el biselado de vidrio o espejo en recto, redondos y formas. El cambio de las muelas es rápido y sencillo. Está equipada con un tope compás

micrométrico para efectuar piezas circulares. Tiene un cabezal porta muelas que se inclina hasta formar el ángulo deseado para el bisel.

Para la construcción de la biseladora su diseño se dividió en sistemas que permiten conocer la secuencia de fabricación de la misma estableciendo un orden que conlleva a cualquier lector a entender qué función cumple cada sistema en el proceso que realiza la máquina.

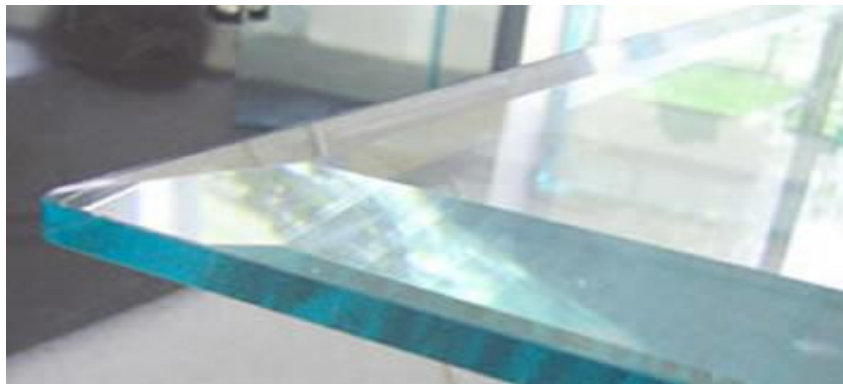
1. EL PROBLEMA DEL BISELADO DEL VIDRIO.

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Dentro del campo de la industria del vidrio, en el proceso de biselado y canteado los grandes distribuidores utilizan máquinas muy especializadas y costosas para hacer este trabajo. Existen dos grandes empresas en el oriente Colombiano, una en Bogotá (Mundial de vidrios) y otra en Duitama (Vidriería San Luis), las cuales prestan el servicio de trabajo del vidrio a las pequeñas industrias de quienes son proveedores; dichas microempresas no realizan este tipo de trabajos porque no cuentan con la maquinaria necesaria, limitándose al servicio que los distribuidores le puedan prestar.

Mediante la operación de biselado, con la ayuda de una herramienta rotativa y abrasiva se logró obtener un desbaste del vidrio el cual se puede observar en la siguiente figura. Este es un proceso muy usado cuando se quiere utilizar el vidrio con fines decorativos.

Figura 1. Vidrio biselado



Fuente: <http://www.xn--vidriospasmio-tkb.cl>

Lo que se busca en este proyecto es construir una máquina biseladora y pulidora de vidrio que sea funcional, que garantice la calidad del producto y que sea lo suficientemente económica para que el microempresario pueda adquirirla, y así su nivel de producción aumente.

Para que la máquina pueda ser competitiva en la región se necesita comprobar la calidad del producto y compararlo con los existentes actualmente en el mercado, de allí la necesidad de estudiar las características del equipo tales como: potencia, precisión, velocidad de giro de la herramienta, para poder garantizar el producto y la satisfacción del cliente.

1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Con el fin de contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, de atender las necesidades de las distintas clases sociales del país, este trabajo de grado pretende satisfacer una necesidad del mercado, como lo es el proceso para el trabajo del vidrio, construyendo una máquina que sea capaz de biselar el vidrio plano, bajo los estándares de calidad actuales; solucionando así los problemas que conlleva la dependencia de un tercero a la hora de atender al cliente, ya que el tiempo de entrega y los costos se incrementan; de esta manera los pequeños empresarios podrán entrar a competir en un mercado más amplio y con un producto de alta calidad.

En Colombia no se cuenta con fabricantes de este tipo de máquinas, su elevado costo más los que implica además el proceso de importación hacen difícil la participación de la pequeña industria en este campo. Adquirir una biseladora que sea capaz de trabajar contornos curvos en el vidrio tiene un valor aproximado de 30 millones de pesos.

La tecnología que se pretende implementar en esta máquina se adecuara a las necesidades propias del pequeño industrial. De esta manera no se elevaran los costos sustancialmente.

Figura 2. Biseladora tipo pulpo



Fuente: Autores

Gracias a la reducción de costos que se obtendrá al sintetizar la máquina biseladora, el presupuesto para el desarrollo de esta máquina será más asequible para las pequeñas empresas.

1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1 Objetivo General

Contribuir con el principio misional de la Universidad Industrial de Santander de dar solución a diferentes necesidades de la comunidad y de desarrollar proyectos que integren áreas de conocimiento de Ingeniería Mecánica; mediante la adaptación y creación de tecnología, se pretende diseñar y construir una máquina biseladora y pulidora de vidrio para ser usada en la industria.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diseñar una máquina biseladora de vidrio utilizando los diferentes conceptos de la Ingeniería Mecánica así como el uso de herramientas software tipo CAD/CAE/CAM con que cuenta la escuela.
- Construir la máquina biseladora de vidrio diseñada, teniendo en cuenta las especificaciones técnicas que se plantean a continuación:
 - ✓ Dimensión máxima de trabajo: 2.5 metros (Dependiendo de la habilidad del operario).
 - ✓ Inclinación bisel: de $(0^{\circ}-30^{\circ})$
 - ✓ Calibre del vidrio: hasta 19 mm (máximo calibre comercial en Colombia)
 - ✓ Tipo de geometría del vidrio: Formas rectas, Redondas e irregulares
 - ✓ Ancho del bisel: (0 - 50) mm
 - ✓ Sujeción del vidrio : Por ventosas
 - ✓ Tipo de acabado: Brillante
 - ✓ Velocidad de la herramienta : Variable

- Elaborar un manual de procedimientos en el cual se especifique el protocolo para la operación de la biseladora y el plan de mantenimiento preventivo para mantener la máquina en el punto de máxima efectividad.

1.4 CANTEADO Y BISELADO DEL VIDRIO

1.4.1 Canteado

El proceso consiste básicamente en otorgar una textura suave y uniforme a todo el perímetro del vidrio, logrando con esto mayor estética en la pieza. Se hace un corte al cristal en su perímetro por medio de diamantes que van dando la forma requerida, posteriormente se le hace el acabado de abrillantado. Se aplica en forma y espesores similares tales como:

Figura 3. Diferentes canteados



Fuente: <http://templaglass.com/index.php/servicios/canteado>

Tipos de Cantos: corte 45°, pulido plano y redondo, plano con bisel, pecho paloma, triple cascado, boleado, cordón, triple bisel, entre otros.

➤ **Usos y aplicaciones**

- Cubiertas, mamparas, puertas, piezas para fachadas, entre otros.

1.4.2 Biselado

Es el desgaste inclinado de los bordes de vidrio y/o espejo exponiendo un agradable diseño. La manera de hacerlo es mediante un desbaste en el perímetro del cristal hacia el centro de este, pudiendo realizarse hasta 1.5" dependiendo del espesor del mismo.

Figura 4. Vidrio biselado



Fuente: <http://vidriobisel.com>

2. GENERALIDADES DEL VIDRIO.

El vidrio ha sido usado por el hombre desde hace milenios. Posiblemente sea el material más viejo fabricado por el ser humano y que aún continúa afectando la vida presente.

Por sus características intrínsecas (brillantez, resistencia al uso, transparencia, etc.), es un material difícilmente sustituible (a veces, realmente insustituible) en la mayoría de sus aplicaciones.

Igualmente remarcable es la disponibilidad de las materias primas usadas para producirlo, especialmente su componente más importante: la sílice (que se encuentra en la arena). El vidrio es un material amorfo producido por la fusión de sílice y aditivos a muy altas temperaturas. Al enfriar se convierte en un material duro y brillante sin estructura de grano (lo cual determina muchas de sus propiedades).

Pero el término “vidrio” no es claro. A diferencia de otros productos usados cotidianamente, la palabra “vidrio” no describe exactamente una composición y propiedades específicas del producto. Esto es porque “vidrio” define en realidad un estado de la materia (como “gas”, “líquido” o “sólido cristalino”). Más correctamente: un “vidrio” es un sólido no cristalino, aunque realmente esta definición no nos lleva muy lejos (muchos plásticos también son sólidos no cristalinos). El producto que llamamos vidrio es una sustancia dura, normalmente brillante y transparente, compuesta principalmente de silicatos y álcalis fusionados a alta temperatura. Se le considera un sólido amorfo, porque no es ni sólido ni líquido, sino que existe en un estado vítreo.

Los componentes principales del vidrio, como ya se dijo, son productos que se encuentran fácilmente en la naturaleza: sílice, cal y carbonato de sodio. Los materiales secundarios son usados para conferirle propiedades especiales o para facilitar el proceso de fabricación. De la mezcla de los materiales secundarios con las materias primas básicas en el porcentaje correcto se pueden obtener diferentes tipos de vidrio, los cuales pueden ser clasificados de acuerdo a su composición química.

El vidrio está presente en formas tan diversas como: ventanas, vasos, envase de todo tipo, telescopios, en la industria nuclear como escudo de radiación, en electrónica como sustrato sólido para circuitos, en la industria del transporte, de la construcción, etc. Uno de los materiales más abundantes en la corteza terrestre, es la arena silica, materia prima indispensable para la fabricación del vidrio.

El vidrio es un material obtenido por la fusión de compuestos inorgánicos a altas temperaturas y el enfriamiento de la masa resultante hasta un estado rígido, no cristalino. La sílice, sola, sería un vidrio ideal para muchas aplicaciones, pero las altas temperaturas necesarias para su fusión y las dificultades para darle forma limitan su uso a algunas aplicaciones especiales.

Para reducir la temperatura de fusión de la sílice, es necesario utilizar un fundente, y para ello sirve el óxido de sodio (Na_2O). Como el conjunto $\text{SiO}_2\text{-Na}_2\text{O}$ es soluble en agua, se añade un tercer elemento, el óxido de calcio (CaO), que le confiere al vidrio la estabilidad química necesaria. Este vidrio se denomina vidrio soda-cal. El vidrio soda-cal, también llamado «vidrio común», representa el 90% de todo el vidrio fabricado en el mundo. El vidrio soda-cal, además de SiO_2 , Na_2O y CaO , que constituyen aproximadamente el 90% de su composición, posee otros elementos, algunos provenientes de la propia materia prima usada, como el óxido de hierro (Fe_2O_3), y otros agregados a propósito para brindarle al vidrio características deseables, como es el caso del óxido de aluminio (Al_2O_3).

El Al_2O_3 se le añade al vidrio para mejorar su durabilidad química, inhibir su cristalización durante el enfriamiento y controlar su viscosidad, propiedad muy importante en todas las etapas de fusión, conformación y recocimiento del vidrio.

El Fe_2O_3 es una impureza presente en la mayoría de las materias primas naturales.

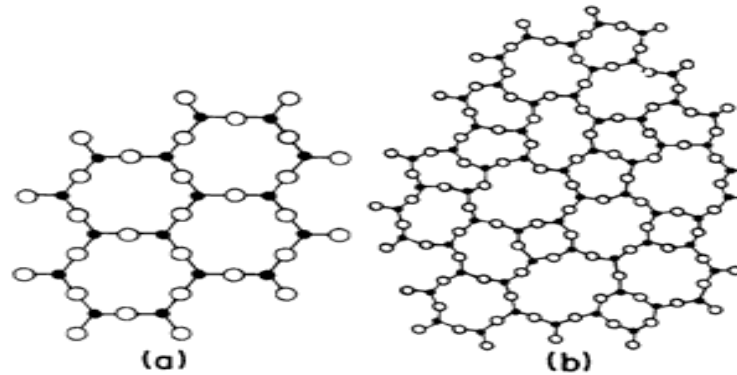
Para los vidrios incoloros de alta calidad es necesario minimizar la cantidad de este óxido en la formulación, pues presenta gran influencia en la coloración del vidrio. Vidrios transparentes de alta calidad utilizan arenas con niveles de Fe_2O_3 inferiores a 0,01%.

En general, las propiedades y ventajas de este delicado material lo han ubicado en un lugar privilegiado a nivel arquitectónico y decorativo al punto que, para el caso de la industria del mueble, se ha convertido en un aliado valioso pese a que otros materiales como los acrilatos o la fibra de vidrio han ganado terreno importante a la hora de dotar de luminosidad y ligereza los espacios o productos.

2.1 ESTRUCTURA ATOMICA

Las estructuras vítreas se producen al unirse los tetraedros de sílice u otros grupos iónicos, para producir una estructura reticular no cristalina, pero sólida (figura 5).

Figura 5. Estructura cristalina (a) vítrea (b) de silicato.



Fuente: <http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen3/ciencia3/>

2.2 PROPIEDADES FISICAS

2.2.1 Color

En cuestiones del color en los vidrios, el color es originado por los elementos que se agregan en el proceso de fusión, llamados colorantes (Tabla 1).

Tabla 1. Elementos que dan coloración al vidrio.

ELEMENTO	COLOR
Óxido de cobalto	Rojo azulado
Óxido ferroso	Azul
Óxido férrico	Amarillo
Óxido de cromo	Verde grisáceo
Trióxido de cromo	Amarillo
Óxido de cobre	Verde azulado
Óxido de uranio	Verde amarillento fosforescente
Selenio elemental	Rosa
Sulfuro de cadmio coloidal	Amarillo

Fuente: <http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen3/ciencia3/137/>

2.2.2 Textura

La superficie de los vidrios puede variar en cuestiones de brillo, esto depende del proceso de fundido en el que se haya quedado. Un vidrio completamente fundido presenta un brillo, porque el vidrio se nivela y aplana cuando se funde, formando una superficie extremadamente lisa, dicha homogeneidad es una muy buena característica del material pues lo hace más fácil de limpiar.

2.2.3 Peso

El peso en los vidrios difiere de acuerdo a su composición de los vidrios típicos según su uso (tabla 2).

Tabla 2. Composición de vidrios típicos (en porcentaje en peso)

Vidrios	SiO ₂	Al ₂ O ₃	CaO	Na ₂ O	B ₂ O ₃	MgO	PbO	Otros
Sílice Fundido	99							
Vycor	96				4			
Pyrex	81	2		4	12			
Jarras de vidrio	74	1	5	15		4		
Vidrio para ventana	72	1	10	14		2		
Vidrio Plano	73	1	13	13				
Focos	74	1	5	16		4		
Fibras	54	14	16		10	4		
Termómetro	73	6		10	10			
Vidrio de Plomo	67			6			17	10% K ₂ O
Cristal óptico	50			1			19	13% BaO, 8% K ₂ O, ZnO
Vidrio óptico	70			8	10			2% BaO, 8% K ₂ O
Fibras de vidrio – F	55	15	20		10			
Fibras de vidrio -S	65	25				10		

Fuente: <http://www.cempre.org.uy>

2.2.4 Maleabilidad

Los vidrios presentan maleabilidad cuando se encuentran en su etapa de fundición pues pueden ser moldeados y es la etapa de maleabilidad del vidrio, pues es donde se les da las formas deseadas ya sea por moldes o por cualquier otro método. Los principales métodos empleados para moldear el vidrio son el colado, el soplado, el prensado, el estirado y el laminado.

En la siguiente tabla se muestran las propiedades físicas para un vidrio plano.

Tabla 3. Propiedades físicas vidrio plano

PROPIEDADES FÍSICAS – VIDRIO PLANO		
Resistencia (Promedio)	Tensión	300 a 700 Kg/cm ²
Resistencia (Promedio)	Compresión	9.153 Kg/cm ²
Módulo de elasticidad	Módulo de Young	703.08 Kg/cm ²
Dureza	Escala de Mohs	6
Peso específico	A 24 °C	2.49 g/cc
Transmisión de luz	Rango visible	88 % en 7mm.- 91% en 2mm.
Transmitancia térmica	Valor U (A una diferencia de 1°F)	1.2 BTU/Ft ² hr°F – 5 Kcal/m ² hr°C
Conductividad térmica	Valor K (A una diferencia de 1°F)	5.5 BTU/Ft ² hr°F – 5 Kcal/m ² hr°C
Índice de refracción	Aproximadamente	1.50
Reflectancia	Total energía solar	8%
Choque Térmico	Cambio de temperatura que puede soportar	60°C

Fuente: Peldar S.A

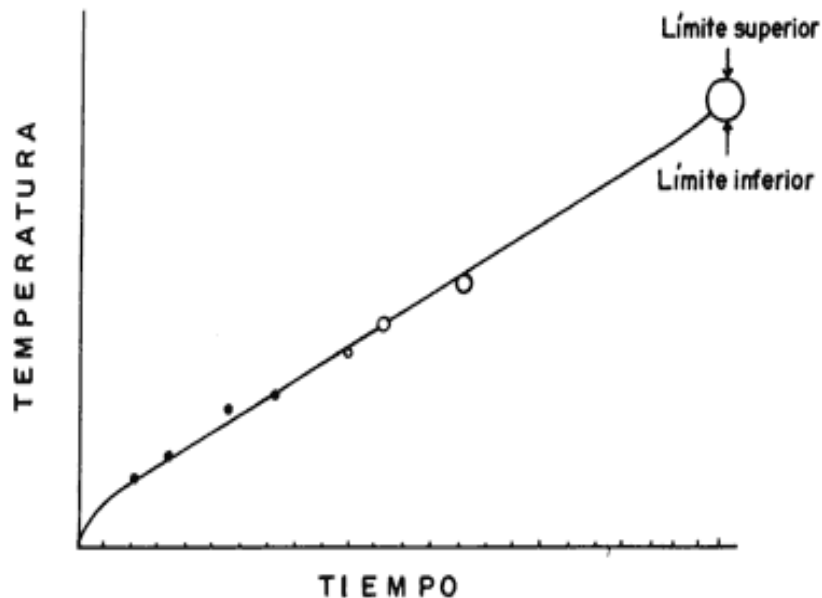
2.3 TIPOS DE VIDRIO

2.3.1 Vidrios de boro silicato

La sustitución de óxidos alcalinos por óxido de boro en la red vítrea de la sílice da lugar a vidrios de más baja expansión. Cuando el B₂O₃ entra en la red de la sílice debilita su estructura y reduce considerablemente el punto de reblandecimiento de los vidrios de sílice. El efecto de debilitamiento se atribuye a la presencia de boros tricoordinados planares. Los vidrios boro-silicatados (vidrios pyrex) se usan para equipos de laboratorio, tuberías, material de cocina, como equipo para procesos químicos, hornos y faros de lámparas reflectoras.

En la figura 6 se muestra la temperatura de templado de un vidrio pyrex contra el tiempo.

Figura 6. Curva de templado de un vidrio pyrex



Fuente: <http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen3/ciencia3>

2.3.2 Vidrios al plomo

El óxido de plomo es normalmente un modificador de la red de la sílice, pero además puede actuar como un formador de la red. Los vidrios al plomo con altos contenidos de óxido de plomo son de baja fusión y se utilizan para soldar vidrios de cierre herméticos. Los vidrios de alto contenido en plomo son usados para proteger de la radiación de alta energía y encuentra aplicación para ventanas de radiación, carcasas de lámparas fluorescentes y lámparas de televisión. Por sus altos índices de refracción, los vidrios al plomo se emplean para algunos vidrios ópticos y para algunos vidrios decorativos.

2.3.3 Vidrios de botella

De composición parecida a la del vidrio común, pero con cierto porcentaje de óxido de hierro.

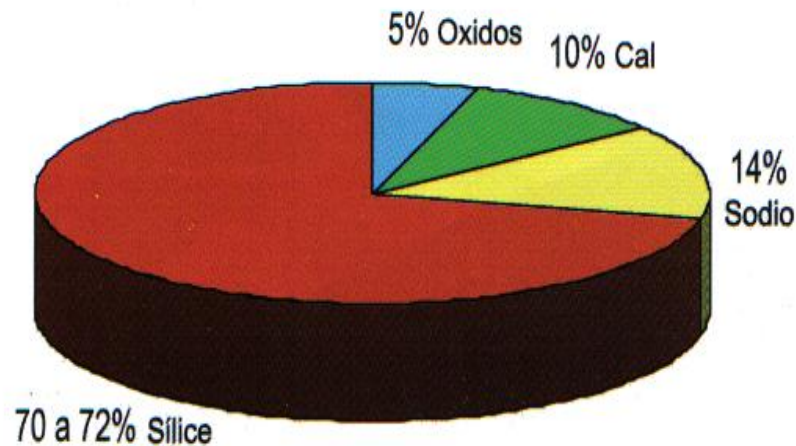
2.3.4 Vidrios de cristal

Con adición de plomo o bario, lo que le confiere elevado brillo, mucho peso y sonido metálico, y el óptico, de transparencia, inalterabilidad, homogeneidad e isotropía tales que permiten su uso en la fabricación de lentes, prismas, espejos.

2.3.5 Vidrios sílico-sódico-cálcicos (vidrio común)

Los vidrios silico-sódico-cálcicos utilizados en la construcción recibe este nombre porque tienen en su composición los siguientes elementos (figura 7):

Figura 7. Porcentajes de composición del vidrio.



Fuente: <http://web.educalstur.princast.es/proyectos/formadultos/materiayenergia/>

- Sílice, un cuerpo vitrificante introducido en forma de arena (70 a 72%).
- Sodio, un fundente en forma de carbonato y sulfato (aprox. 14%).
- Cal, un estabilizante en forma de caliza (alrededor 10%).
- Diversos óxidos, como los de aluminio y los de magnesio, que mejoran las propiedades físicas del vidrio sobre todo su resistencia a la acción de los agentes atmosféricos (alrededor 5%).

2.3.6 Vidrios de sílice fundido

Es el vidrio de composición simple más importante, presenta una alta transmisión espectral y no está sujeto a daño de radiación que origina coloración en otros vidrios. Es casi siempre el vidrio ideal para las lunas de vehículos espaciales y túneles aerodinámicos y para sistemas ópticos en dispositivos espectrofotométricos. A veces, los vidrios de sílice son caros y difíciles de procesar.

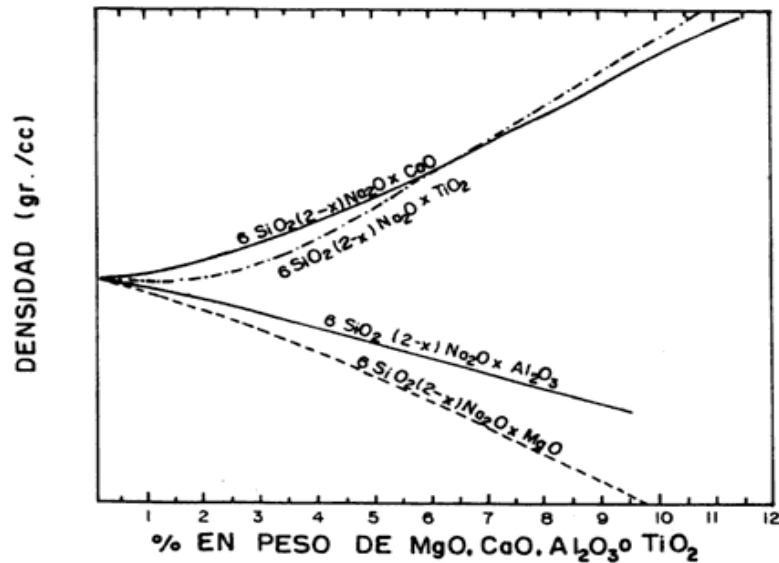
2.4 PROPIEDADES QUÍMICAS

2.4.1 Densidad

Debido a los distintos tipos de vidrios que pueden ser fabricados, las densidades varían de acuerdo a la sustancia con la que sean complementados; normalmente un vidrio puede tener densidades relativas (con respecto al agua) de 2 a 8, lo cual significa que hay vidrios que pueden ser más ligeros que el aluminio y vidrios que puedan ser más pesados que el acero.

La densidad en un vidrio aumenta al incrementar la concentración de óxido de calcio y óxido de titanio. En cambio si se eleva la cantidad de alúmina (Al_2O_3) o de magnesia (MgO) la densidad disminuye. (Figura 8).

Figura 8. Gráfica de aumentos y disminuciones de densidad de acuerdo al incremento en porcentajes de sustancias componentes.



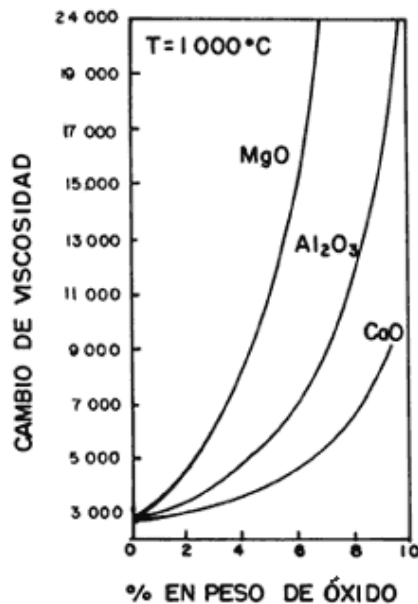
Fuente: <http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen3/ciencia3>

2.4.2 Viscosidad

La viscosidad es definida como la propiedad de los fluidos que caracteriza su resistencia a fluir, debida al rozamiento entre sus moléculas; generalmente un material viscoso es aquel que es muy denso y pegajoso.

La viscosidad es una propiedad de los líquidos, lo cual parecerá confuso para el estudio del vidrio, pero la realidad es que un vidrio es realmente un líquido sobre enfriado, lo cual significa un líquido que llega a mayores temperaturas que la de solidificación. La viscosidad va variando dependiendo de los componentes del vidrio (figura 9). Para lograr una mayor dureza, la viscosidad debe ser invariable, que no baje ni suba, así sus moléculas tienen una atracción fija y por lo tanto dureza.

Figura 9. Variación de la viscosidad (en poises) a los 1000 °C, de acuerdo a la composición.



Fuente: http://intranet.matematicas.uady.mx/porta/leamos_ciencia/

2.4.3 Corrosión

El vidrio tiene como característica muy importante la resistencia a la corrosión, en el medio ambiente son muy resistentes y no desisten ante el desgaste, he ahí por lo cual los vidrios son utilizados incluso para los experimentos químicos. Aunque su resistencia a la corrosión es muy buena no quiere decir que sea indestructible ante la corrosión, existen cuatro sustancias que logran esta excepción.

- Ácido Hidrofluorídrico
- Ácido fosfórico de alta concentración
- Concentraciones alcalinas a altas temperaturas
- Agua “súper calentada”

2.5 PROPIEDADES MECÁNICAS

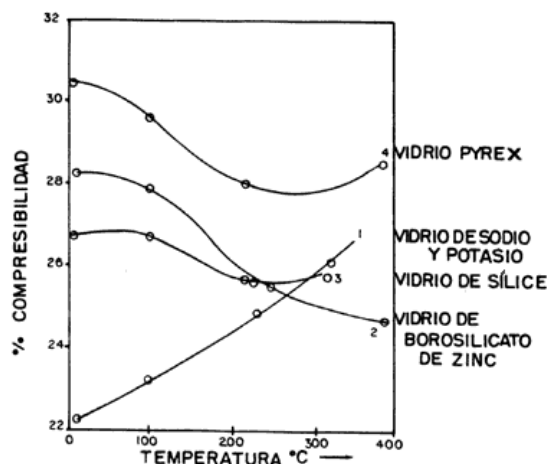
2.5.1 Torsión

La resistencia a la torsión de un material se define como su capacidad para oponerse a la aplicación de una fuerza que le provoque un giro o dobléz en su sección transversal. Los vidrios en su estado sólido no tienen resistencia a la torsión, en cambio en su estado fundido son como una pasta que acepta un grado de torsión que depende de los elementos que le sean adicionados.

2.5.2 Compresión

El vidrio tiene una resistencia a la compresión muy alta, su resistencia promedio a la compresión es de 1000 MPa; lo que quiere decir que para romper un cubo de vidrio de 1 cm por lado es necesaria una carga de aproximadamente 10 toneladas. La figura 10 indica los distintos porcentajes de compresibilidad para los distintos vidrios dependiendo de las temperaturas.

Figura 10. Gráfica de porcentajes de compresibilidad dependiente de temperaturas en los diversos tipos de vidrios.



Fuente: <http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen3/ciencia3/>

2.5.3 Tensión

Durante el proceso de fabricación del vidrio comercial, el vidrio va adquiriendo imperfecciones (grietas), no visibles, las cuales cuando se les aplica presión acumulan un esfuerzo de tensión en dichos puntos, aumentando al doble la tensión aplicada. Los vidrios generalmente presentan una resistencia a la tensión entre 3000 y 5500 N/cm², aunque pueden llegar a sobrepasar los 70000 N/cm² si el vidrio ha sido especialmente tratado.

2.5.4 Flexión

La flexión de los vidrios es distinta para cada composición del vidrio. Un vidrio sometido a flexión presenta en una de sus caras esfuerzos de compresión, y en la otra cara presenta esfuerzos de tensión (Ver figura 11). La resistencia a la ruptura de flexión es casi de 40 Mpa (N/mm²) para un vidrio pulido y recocido de 120 a 200 Mpa (N/mm²) para un vidrio templado (según el espesor, forma de los bordes y tipos de esfuerzo aplicado). El elevado valor de la resistencia del vidrio templado se debe a que sus caras están situadas fuertemente comprimidas, gracias el tratamiento al que se le somete.

Figura 11. Vidrio sometido a flexión.



Fuente: http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1806-11172008000100004

2.6 PROPIEDADES TÉRMICAS

2.6.1 Calor específico

Se define como el calor necesario para elevar una unidad de masa de un elemento un grado de temperatura. En los vidrios el calor específico es de 0,150 cal/g °C aproximadamente.

2.6.2 Conductividad térmica

La conductividad térmica del vidrio es de aproximadamente 0,002 cal/cm seg. °C. Cifra mucho más baja que la conductividad de los metales, no obstante el vidrio tiene una variable que no se aplica a los demás materiales, la radiación causada por el almacenamiento de luz infrarroja y ultravioleta, la cual es muy variable y puede provocar en ocasiones que el vidrio transmita el calor de manera mucho más efectiva que los metales, es por esto que esta característica es raramente tomada a consideración para el diseño.

2.6.3 Propiedades eléctricas

Para las propiedades eléctricas que se manejan en los vidrios son dos medidas especiales las cuales son: La constante dieléctrica y la resistividad eléctrica superficial.

La resistividad eléctrica superficial, es la resistencia que presenta el vidrio al paso de la corriente eléctrica, la cual es muy alta en este material, 10^8 veces más alta que en el cobre, lo cual hace al vidrio muy popular en el diseño de partes y máquinas eléctricas.

La constante dieléctrica es la capacidad de almacenar energía eléctrica, la opacidad y la constante dieléctrica están relacionadas de manera inversamente proporcional, siendo que mientras más transparente sea el vidrio, mayor será su capacidad para almacenar energía.

2.7 USOS ACTUALES DEL VIDRIO

Los vidrios hoy en día se encuentran muy presentes en nuestra vida de manera radical debido a que se pueden observar con sólo echar un vistazo al propio entorno.

Algunos de los usos, para vidrio de ventana, botella, automóvil, comedores, fachadas, espejos etc.

Tabla 4. Usos del vidrio

USO	TIPO DE VIDRIO	DIMENSIONES
Tapas protectoras para comedor.	Plano importado.	6 a 10 mm.
Superficies para comedor.	Plano importado.	10, 15 y 19 mm.
Tapa para protección mesa de centro o auxiliar.	Plano.	6 a 10 mm.
Tapa protectora Bifé.	Plano.	6 a 10 mm.
Superficie Bifé.	Plano importado.	10, 15 y 19 mm.
Superficie de consola.	Plano.	10, 15 y 19 mm..
Puerta vitrina.	Plano.	6 mm.
Tapa protectora escritorio.	Importado.	6 a 10 mm.
Superficie de escritorio.	Templado. Pintado. Laminado y templado.	10, 15 y 19 mm. 10, 15 y 19 mm. 10, 15 y 19 mm.
Puertas, muebles de cocina, biblioteca o vitrina.	Opalizado, transparente o laminado.	5 o 6 mm.

Fuente: José A. Ríos, muebles y decoración.

3. PROCESO DE DISEÑO CONCEPTUAL

Este proyecto de grado ofrece una alternativa sencilla y versátil para el biselado del vidrio, aplicando nuevas tecnologías que permitan que el trabajo se desarrolle con facilidad, practicidad, rapidez, disminución del espacio y mayor ergonomía para el operario, sin olvidar el ambiente de trabajo, se presenta una propuesta viable económicamente para los pequeños y medianos empresarios de la industria.

Para dar solución a las necesidades de los clientes, se hizo un estudio de las posibles alternativas por medio del despliegue de la función calidad (QFD), como primer paso en la metodología de diseño.

3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCION CALIDAD (QFD)

3.1.1 Demandas básicas del consumidor

En el siguiente listado se establecen las demandas básicas de los interesados en la adquisición del producto:

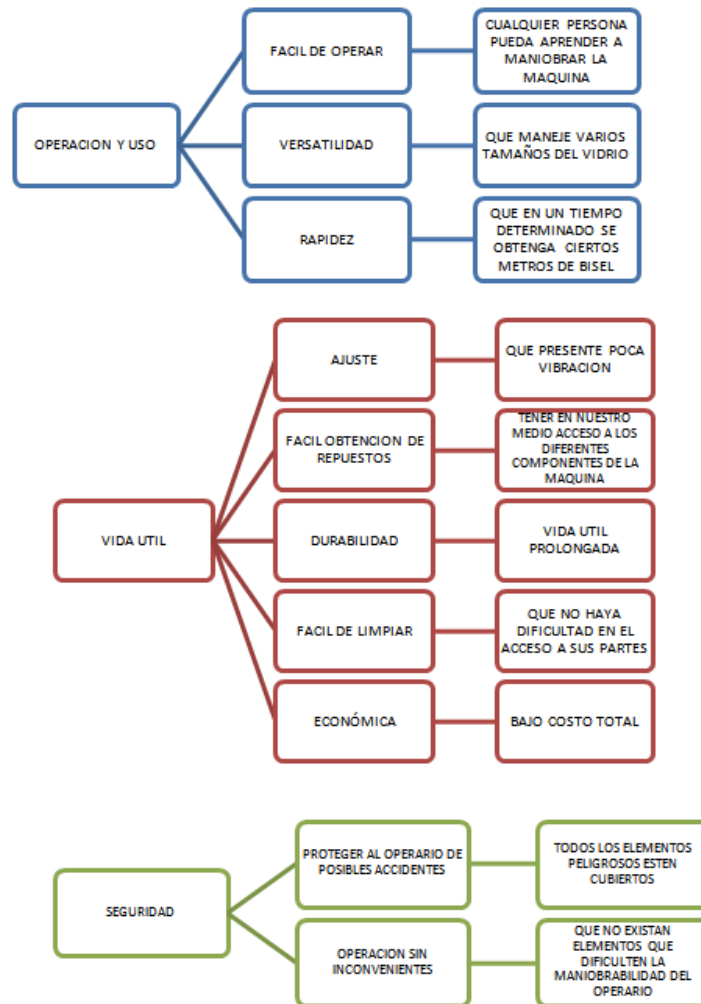
- Económico en su precio
- Que ofrezca un acabado aceptable del producto
- Que maneje geometrías irregulares
- Que sea ajustable a distintos tamaños del vidrio
- Que ofrezca seguridad al operario
- Relativamente liviana
- Fácil de operar
- Vida útil prolongada

- Bajo costo de mantenimiento
- Poca vibración
- Fácil consecución de repuestos

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 12. Organización de requerimientos



Fuente: Autores

El resultado obtenido de esta organización representa las necesidades y deben introducirse en la matriz de calidad en las celdas verticales, a estas necesidades se les ha asignado un valor que estima su importancia para el consumidor, además como un paso previo, se establecieron los requisitos de proyecto como características de ingeniería medibles a través del método de la lluvia de ideas (brainstorming). Estos requisitos se introducen en la parte superior de la matriz. Es necesario relacionar las necesidades con los requerimientos de proyecto. Esta relación se hace típicamente por medio de símbolos que representan el grado de importancia de la relación. Sin embargo para efectos prácticos se introducirá dicho valor directamente en la casilla.

3.1.3 Requerimientos de diseño

- Mecanismo sencillo
- Versátil
- Compacto
- Económica
- Ergonomía
- Precisión
- Montaje
- Seguridad
- Cantidad de componentes
- Piezas normalizadas
- Pocas vibraciones

3.1.4 Organización de requerimientos de diseño

A continuación se organizan las características esenciales tomadas en cuenta para el diseño de la máquina biseladora de vidrio.

Figura 13. Organización de requerimientos de diseño.




Fuente: Autores

3.1.5 Matriz de calidad

Para realizar la matriz de calidad (QFD) se tomaran en cuenta los criterios más preponderantes tanto del consumidor como del diseñador.

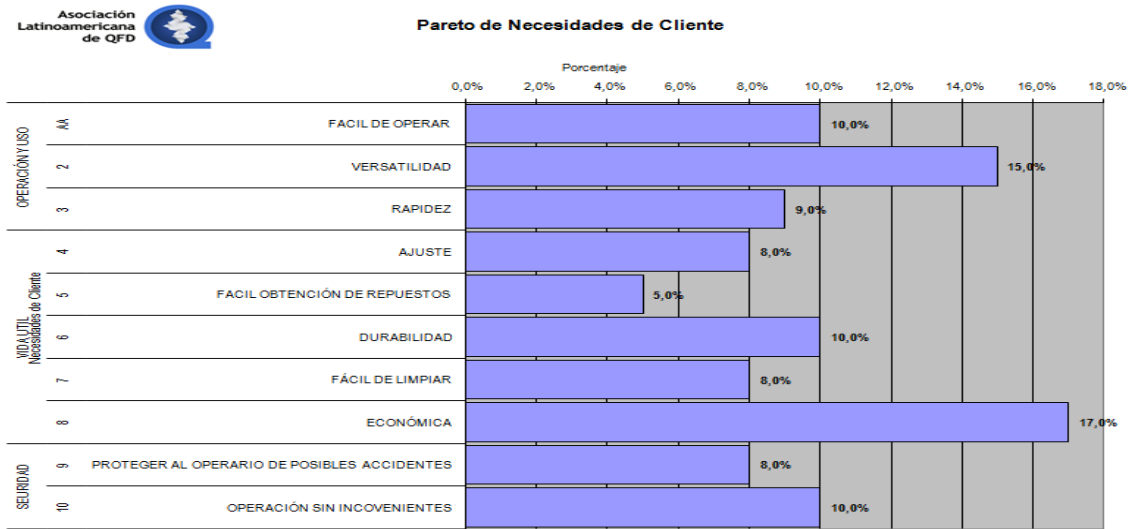
Tabla 5. Matriz de calidad

 Matriz de relaciones: MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIOS				PARÁMETROS DE DISEÑO									
				Calificación ponderada actual	1	2	3	4	5	6	7	8	9
				16,7%	14,3%	7,4%	6,2%	7,3%	14,6%	7,5%	6,6%	10,6%	8,9%
Necesidad Superior	No	Necesidad del Cliente	Peso Ponderado	VERSÁTIL	MECANISMO SENCILLO	POCAS VIBRACIONES	MONTAJE	PRECISIÓN	ECONÓMICA	COMPACTA	SEGURIDAD	ERGONOMÍA	PIEZAS NORMALIZADAS
OPERACIÓN Y USO	AA	FACIL DE OPERAR	10,0%	9	9	1	1	3	3	3	9	9	1
	2	VERSATILIDAD	15,0%	9	9	1	0	9	9	9	3	3	1
	3	RAPIDEZ	9,0%	9	1	1	3	3	9	3	3	3	1
VIDA ÚTIL	4	AJUSTE	8,0%	9	1	9	9	3	9	1	1	1	9
	5	FACIL OBTENCIÓN DE REPUESTOS	5,0%	9	3	1	3	0	3	3	1	3	9
	6	DURABILIDAD	10,0%	1	1	9	9	1	9	1	1	3	3
	7	FÁCIL DE LIMPIAR	8,0%	3	9	1	1	3	1	3	1	3	3
	8	ECONÓMICA	17,0%	9	9	3	1	3	9	3	3	3	9
SEGURIDAD	9	PROTEGER AL OPERARIO DE POSIBLES ACCIDENTES	8,0%	1	3	3	3	1	3	1	1	9	1
	10	OPERACIÓN SIN INCOVENIENTES	10,0%	9	9	3	0	0	1	1	3	9	1
			100,0%										
			Peso ponderado OK	7,1	6,1	3,1	2,6	3,1	6,2	3,2	2,8	4,5	3,8
				VERSÁTIL	MECANISMO SENCILLO	POCAS VIBRACIONES	MONTAJE	PRECISIÓN	ECONÓMICA	COMPACTA	SEGURIDAD	ERGONOMÍA	PIEZAS NORMALIZADAS

Fuente: Autores

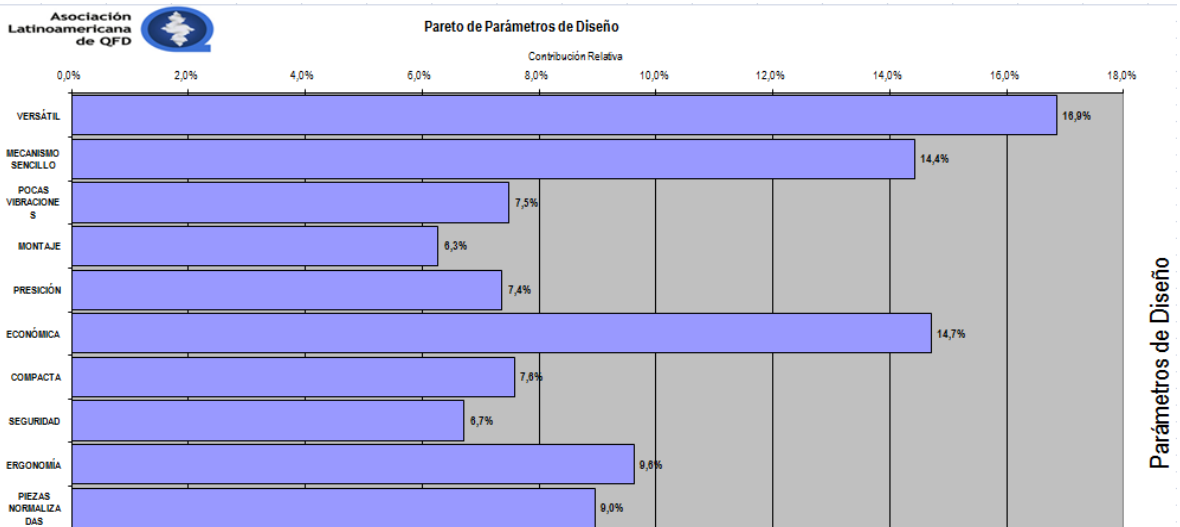
De los resultados que arroja la Matriz de calidad se pueden graficar la importancia en porcentajes de las necesidades del cliente y los parámetros de diseño.

Figura 14. Resultados de las necesidades del cliente.



Fuente: Autores

Figura 15. Resultados de parámetros de diseño.



Fuente: Autores

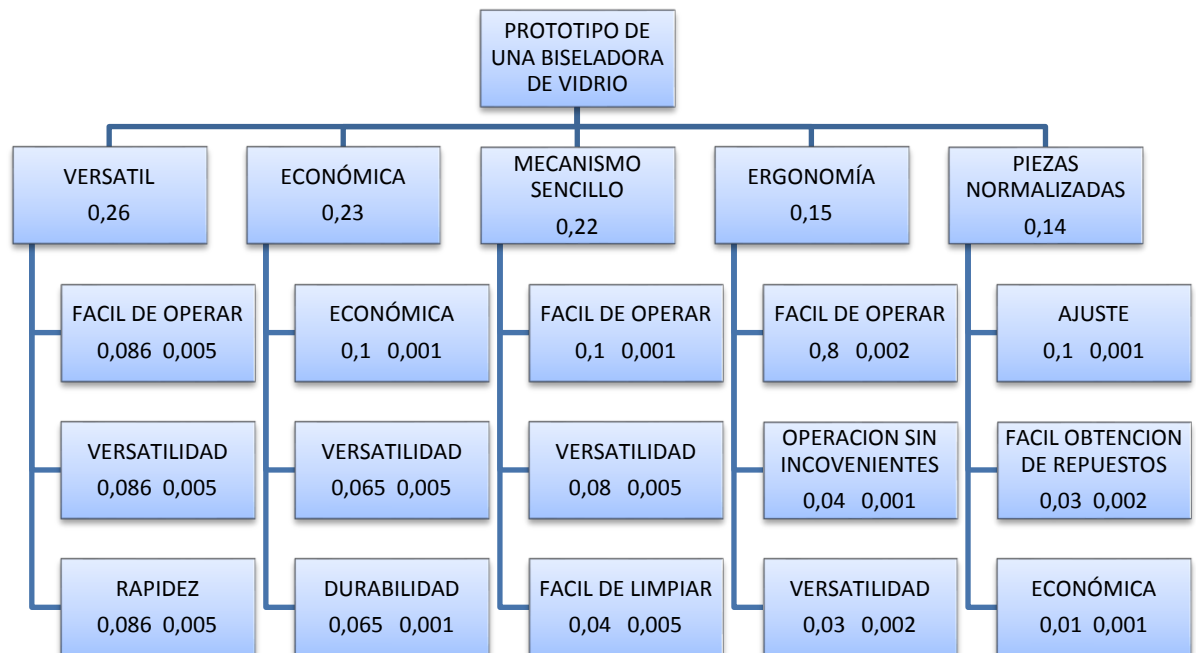
3.1.6 Ponderación de resultados para selección de solución

Después de llenar la matriz de calidad, se procede a ponderar los resultados obtenidos, a fin de definir los requerimientos de diseño que serán decisivos en el

momento de escoger una alternativa. Partiendo de los requisitos de proyecto y escogiendo los más relevantes.

A continuación se muestran los requerimientos más destacados obtenidos a partir de la matriz de calidad, importantes en el diseño de la biseladora de vidrio.

Figura 16. Ponderación para las alternativas de solución.



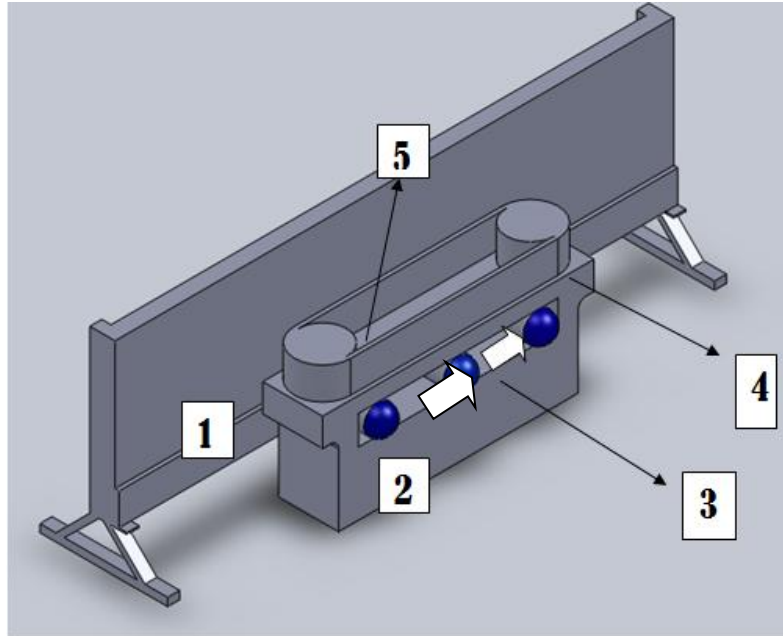
Fuente: Autores

3.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARTICULARES

Enseguida se procede a plantear alternativas de solución, de las cuales se escogerá la que más se ajuste al perfil que el cliente ha esbozado, se tienen como referencia algunos modelos existentes en el mercado nacional.

3.2.1 Alternativa 1. Biseladora rectilínea

Figura 17. Biseladora rectilínea.



Fuente: Autores

Esta máquina se utiliza para procesar el bisel sobre el cristal plano de diversos tamaños y espesores en el borde inferior del cristal de la placa. El bisel áspero, el bisel refinado, y el acabado brillante es realizado en un solo paso del vidrio a través de la máquina; su velocidad se puede ajustar extensamente gracias a que tiene escalonamientos. Proporciona un transporte estable y con precisión. Los carriles delanteros se pueden ajustar para ingresar cristales de diversos calibres, posee un sistema automático para agarrar el cristal y proveer el lubricante, tiene una estructura avanzada de alta precisión y operación sencilla; todas estas cualidades permiten que el trabajo del vidrio se haga con eficacia.

Tabla 6. Especificaciones técnicas – Biseladora rectilínea

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS IMPORTANTES	
Variabilidad de la velocidad	0.3 ~ 3m/min
Mínimo tamaño de cristal	100 X 100 mm
Grueso de cristal	3 ~ 12 mm
Máximo ancho biselada	30 mm
Ángulo biselado	2° ~ 25°
Energía total	16.8 kw
Dimensión baja	7.3×1.3×2.el 1m

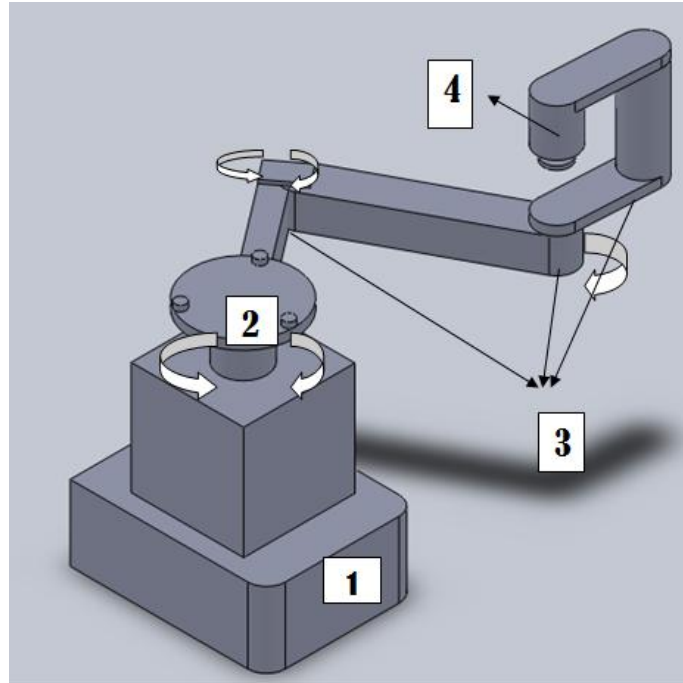
Fuente: <http://glassmachinez.com/gm/productos-y-servicios/item/maquina-rectilinea-biseladora-de-vidrio-automatica-plc.html>

➤ **Partes principales que componen la máquina**

- 1) Estructura guía: Sobre ella descansa el vidrio y se desliza.
- 2) Estructura: Están montados los motores y los rodillos giratorios.
- 3) Motor: Es el que hace que la herramienta gire a cierta velocidad.
- 4) Banda de transmisión: Transmite la potencia para mover el vidrio.
- 5) Rodillos giratorios. Garantiza el libre avance del vidrio.

3.2.2 Alternativa 2. Máquina biseladora y pulidora de formas

Figura 18. Máquina biseladora de vidrio tipo pulpo



Fuente: Autores

Las flechas indican el movimiento de las articulaciones que tiene esta máquina. Máquina con cabezal móvil para biselar contornos rectos, redondos o en formas, realiza todo el proceso de trabajo de biselado, afinando y abrillantado en vidrios desde calibre 3mm hasta 19mm (calibres comerciales en Colombia). Mesa de apoyo de vidrio, sujeción por ventosas móviles, brazos extensibles para piezas de gran dimensión. Bomba generadora de vacío, para accionar las ventosas de la mesa, montada en bancada aparte. Equipada con un tope de compás micrométrico para trabajar en piezas circulares perfectas. Posee un conjunto de giratoria de techo.

Tabla 7. Especificaciones técnicas – Biseladora tipo pulpo

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
Angulo del bisel	0° - 30°
Grueso del cristal	3-30mm
Dimensión máxima	2.5 x 2.5 m
Tensión trifásica	220 V
Ancho bisel	Hasta 50 mm
Espacio de trabajo	4 x 4 m
Dimensión mínima	11 x 11 cm
Potencia	1.7 HP
Peso	1000kg

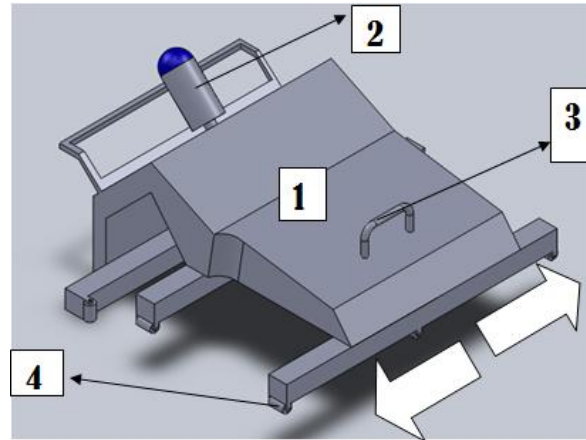
Fuente: <http://glassmachine.com>

➤ **Partes principales que componen la máquina**

- 1) Bastidor: Soporta las distintas partes de la máquina.
- 2) Sistema de ventosas para sujetar el vidrio
- 3) Brazos articulados: Permiten acceder a cualquier punto del plano de trabajo.
- 4) Motor: Provee a la herramienta la velocidad de giro.

3.2.3 Alternativa 3. Biseladora manual

Figura 19. Biseladora manual



Fuente: Autores

Las flechas muestran el desplazamiento de la máquina cuando está trabajando. Esta máquina biseladora está diseñada para uso manual, puede deslizarse suavemente sin necesidad de gran presión, las herramientas pueden ser intercambiadas fácilmente, con la herramienta adecuada puede lograrse el canteado de cerámica, baldosa o vidrio, bisela contornos rectos y usa agua como refrigerante.

➤ Partes principales que componen la máquina

- 1) Estructura: Funciona como soporte de los diferentes componentes de la máquina.
- 2) Motor: Es el encargado de suministrar la velocidad de giro a la herramienta.
- 3) Manija de agarre: Sirve para que el operario sujete la máquina.
- 4) Rodillos deslizantes: Permiten el movimiento suave sobre el vidrio.

3.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

De nuevo se aplica una ponderación para evaluar el comportamiento de cada una de las alternativas y se llega a la conclusión, como se ve en la tabla 8, **que la alternativa 2 es la que alcanza mayor puntaje**, por lo tanto cumple de manera global con los requerimientos de diseño.

Tabla 8. Evaluación de alternativas.

			Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3		
Criterios de evaluación	Parámetros	Pi	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	
VERSÁTIL	0.26	Fácil de operar	0.086	3	0.067	5	0.112	4	0.894
		Versatilidad	0.086	2	0.045	5	0.112	1	0.022
		Rapidez	0.086	3	0.067	4	0.89	2	0.45
ECONOMICA	0.23	Economía	0.1	1	0.023	4	0.092	5	0.115
		Versatilidad	0.065	1	0.015	5	0.075	3	0.045
		Durabilidad	0.065	4	0.060	5	0.075	3	0.045
MECANISMO SENCILLO	0.22	Fácil de operar	0.1	2	0.044	4	0.088	5	0.11
		Versatilidad	0.08	3	0.053	4	0.070	3	0.053
		Fácil de limpiar	0,04	3	0.026	4	0.0352	5	0.044
ERGONOMÍA	0.15	Fácil de operar	0.8	5	0.6	5	0.6	4	0.48
		Operación sin inconvenientes	0.04	5	0.03	4	0.024	3	0.018
		Versatilidad	0.03	3	0.014	5	0.023	3	0.014
PIEZAS NORMALIZADAS	0.14	Ajuste	0.1	5	0.028	3	0.042	2	0.03
		Fácil obtención de repuestos	0.03	4	0.017	4	0.017	3	0.013
		Economía	0.01	3	0.004	4	0.006	4	0.006
TOTAL			2.938		4.063		3.125		

Notas	1	Deficiente
	5	Optimo

Fuente: Autores

Con estos resultados y los objetivos específicos, puede empezarse de manera certera un proceso de diseño que entregue como resultado una máquina biseladora que cumpla con los requerimientos establecidos.

4. FUNCIONAMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA.

Las principales características de la biseladora pulidora de formas son:

- Cabezal transformable para biselar y pulir, realiza todo el proceso de trabajo de biselado y pulido, afinado y abrillantado en vidrios desde calibre 3mm hasta 19mm (calibres comerciales en Colombia).
- Mesa de apoyo de vidrio, sujeción por ventosas móviles, brazos extensibles para piezas de gran dimensión. Bomba generadora de vacío, para accionar las ventosas de la mesa, montada en bancada aparte.
- Un tope de compás micrométrico para trabajar en piezas circulares perfectas.
- Conjunto de giratoria de techo provista de escobillas que proporciona agua y electricidad para el desarrollo del trabajo.
- Para biselar y pulir se utilizan muelas abrasivas. Para pulir se emplean muelas de diamante y abrillantado. Según la forma de la muela en la máquina se pueden realizar diferentes tipos de pulido: canto plano, canto redondo, pecho paloma, chaflán a 45°, cascada, etc.
- La máquina está equipada con dispositivo de alimentación y recuperación de óxido de cerio en circuito cerrado. Se bisela y se pule sobre el corte sin necesidad de plantilla. Mediante un sistema de ruedas palpadoras y canteadoras (guías), se guía el cabezal sobre el canto efectuando un bisel uniforme a la forma del corte.

4.1 SISTEMAS QUE COMPONEN LA MAQUINA.

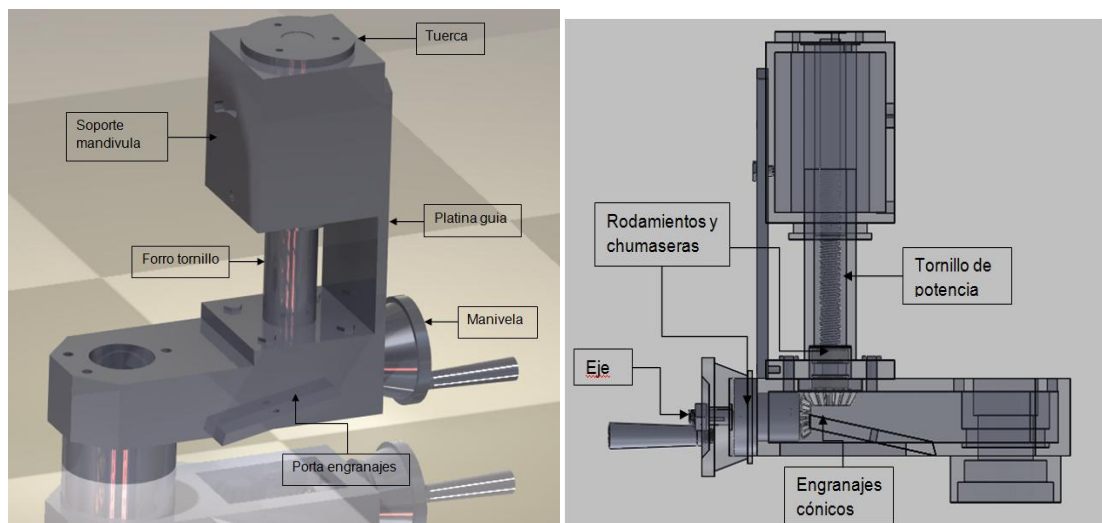
Los sistemas que componen la máquina biseladora pulidora de formas son el sistema mecánico, sistema de posicionamiento, sistema estructural, sistema de sujeción del vidrio, sistema de mecanizado del vidrio y sistema de vacío.

4.2 SISTEMA MECÁNICO.

A este sistema pertenecen un tornillo de potencia, rodamientos, engranajes cónicos y manivela.

Como existen diferentes espesores de vidrio es necesario un sistema el cual permita la alineación del vidrio con la herramienta. Tenemos un juego de engranajes cónicos, uno solidario a una manivela que le proporciona las revoluciones, el otro engranaje esta solidario a un tornillo de potencia, todo este conjunto unido lo que hace es convertir un movimiento rotacional en uno de traslación.

Figura 20. Componentes sistema mecánico.



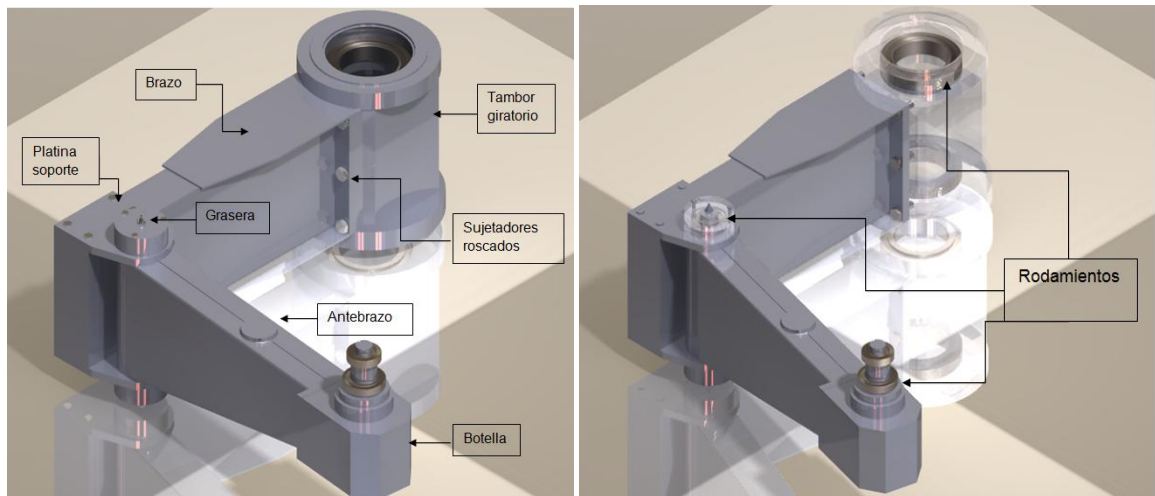
Fuente: Autores

4.3 SISTEMA DE POSICIONAMIENTO

El sistema de posicionamiento está formado por rodamientos, tambor de rotación, brazo, antebrazo y pernos.

Su propósito es ubicar en cualquier posición al motor sobre el contorno del vidrio. Por medio de la articulación existente entre el brazo y antebrazo el motor puede acercarse o alejarse del centro. El juego de brazos está acoplado a un tambor giratorio que por medio de dos rodamientos le permite un giro de 360 grados, el tambor giratorio transmite la carga a la columna principal y esta la trasfiere a una base en fundición que sirve de soporte a toda la máquina y ayuda a absorber las vibraciones.

Figura 21. Elementos del sistema de posicionamiento.



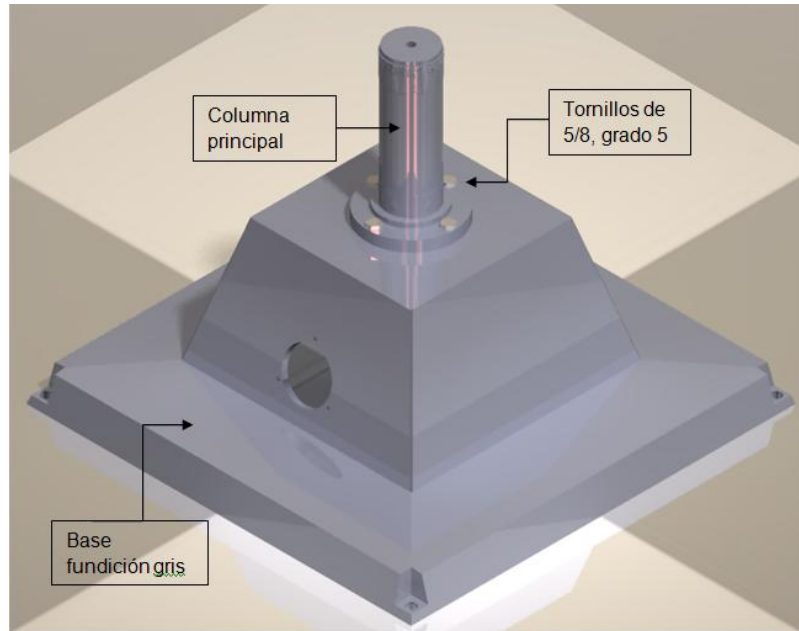
Fuente: Autores

4.4 SISTEMA ESTRUCTURAL

Está formado por la base, columna principal y pernos.

El sistema de posicionamiento y el de sujeción del vidrio van unidos y transmiten las cargas a la columna principal que por medio de pernos va sujeta a la base, la cual es la que recibe todas las cargas.

Figura 22. Elementos del sistema estructural.



Fuente: Autores

4.5 SISTEMA DE SUJECIÓN DEL VIDRIO

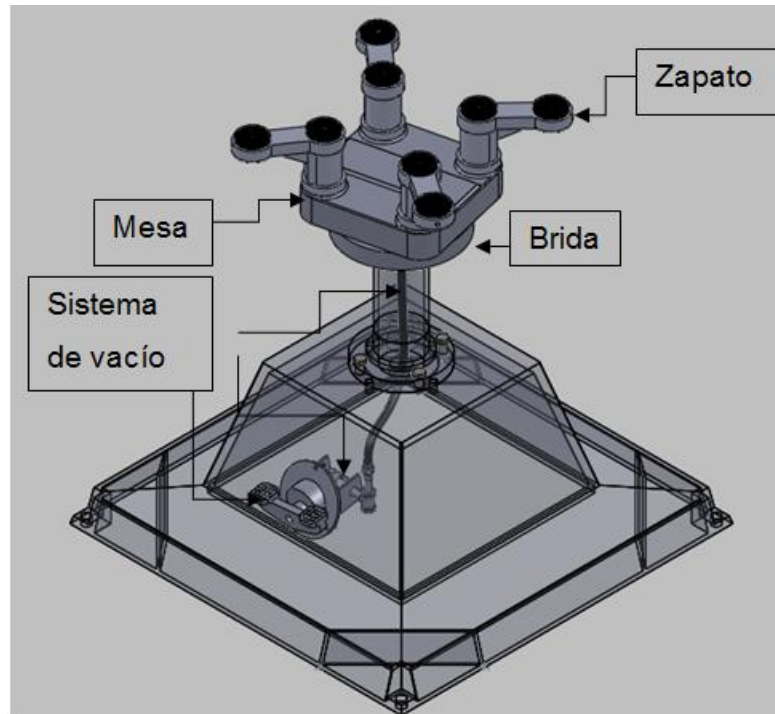
Este sistema consta de los zapatos, la mesa y el subsistema de vacío, está unido al sistema estructural por medio de una brida.

➤ **Subsistema de vacío.**

Está compuesto por la bomba de vacío, las ventosas, las diferentes mangueras y conexiones.

El vidrio se coloca sobre unas ventosas ubicadas en los zapatos, el vidrio no se mueve gracias al subsistema de vacío, accionado por un pedal ubicado en la parte inferior de la base que abre y cierra la válvula.

Figura 23. Sistema de sujeción del vidrio.



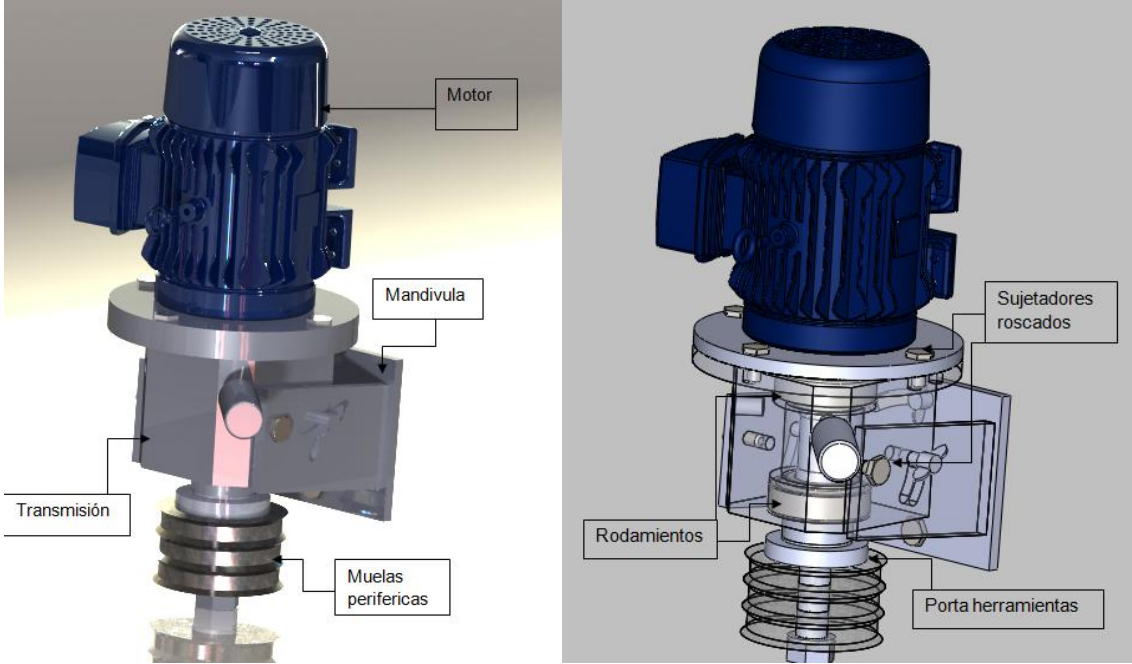
Fuente: Autores

4.6 SISTEMA DE MECANIZADO DEL VIDRIO.

Dentro de este sistema se encuentran las muelas abrasivas, herramientas de fieltro, palpadores, subsistema de agua, óxido de cerio y el motor.

Los acabados que se le pueden hacer al vidrio son realizados gracias a las diferentes clases de muelas abrasivas existentes, estas muelas son fáciles de cambiar, los palpadores ayudan a guiar la herramienta por el contorno del vidrio. El óxido de cerio se utiliza para dar brillo en la superficie intervenida y el agua sirve para atrapar las partículas finas de vidrio y evacuarlas, con el fin de mejorar el ambiente de trabajo.

Figura 24. Sistema de mecanizado del vidrio.



Fuente: Autores

5. DISEÑO, CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS SISTEMAS QUE COMPONEN LA MAQUINA BISELADORA DE VIDRIO.

5.1 DISEÑO Y CALCULO DEL SISTEMA MECANICO

En el sistema mecánico se necesita un elemento para subir y bajar el motor, debido a los diferentes espesores del vidrio, este sistema debe ser muy preciso, sencillo, de fácil manipulación, auto bloqueante y seguro. Se utilizó en este caso un tornillo de potencia cuyo diseño se expone a continuación.

5.1.1 Diseño tornillo de potencia.

➤ Selección Rosca.

Los tipos de roscas utilizados frecuentemente en los tornillos de potencia son la cuadrada y la Acme.

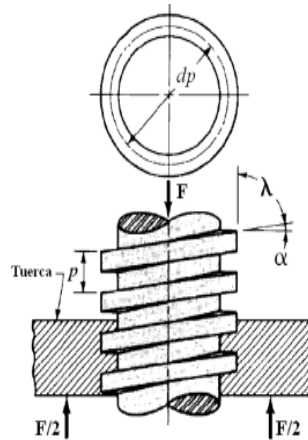
El tipo de rosca que se escogió, es tipo cuadrada, por ser la más eficiente en cuanto a fricción por deslizamiento.

➤ Material

Para efectos de cálculo se selecciona acero AISI 1045 para el tornillo, ya que tiene alta resistencia a la fluencia, buena relación costo propiedades y además se puede maquinar con facilidad. Para la tuerca el acero AISI 1020. Después de realizados los cálculos se verifica si estos materiales resisten los diferentes esfuerzos. Las diferentes características de los aceros escogidos se encuentran en los anexos E y F.

La geometría y el cálculo de los torques y esfuerzos se muestran en la figura 25 y en las tablas 9, 10 y 11.

Figura 25. Geometría tornillo de potencia.



λ : ángulo de avance

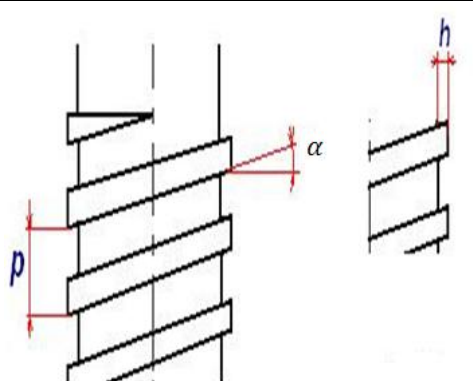
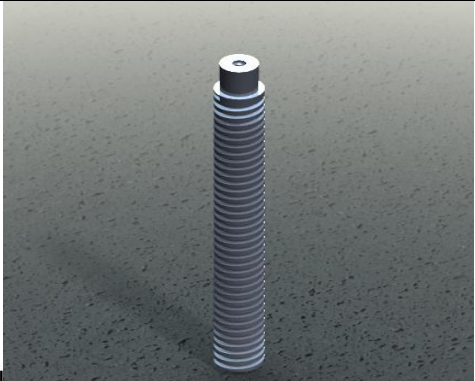
α : ángulo de hélice

p : paso

dp : diámetro medio

Fuente: <http://will2011ulatinacr.blogspot.com/2011/07/tornillos-y-uniones-atornilladas.html>

Tabla 9. Geometría tornillo de potencia

TORNILLO DE POTENCIA		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Hilos por pulgada	No aplica	$H = 4.5 \text{ hilos/in}$
Diámetro nominal	No aplica	$D_0 = 22 \text{ mm}$
Diámetro de raíz	No aplica	$D_r = 17 \text{ mm}$
Número de entradas	No aplica	$N = 1$
Paso	$p = \frac{1}{H}$	$p = 5 \text{ mm}$
Avance	$l = N * p$	$l = 5 \text{ mm}$

TORNILLO DE POTENCIA		
Angulo de avance	$\tan \alpha = \frac{N * p}{\pi * D_m}$	$\alpha = 5^\circ$
Altura de la cresta	$h = \frac{D_0 - D_r}{2}$	$h = 5 \text{ mm}$
Diámetro medio	$D_m = \frac{D_0 + D_r}{2}$	$D_m = 19.5 \text{ mm}$

Fuente: Autores

Como punto de partida se tomo el diámetro nominal, el cual se uso para leer el diámetro de raíz y los hilos por pulgada de la tabla del anexo B.

Con los datos calculados en la tabla 9 se determina si el tornillo es auto bloqueante.

➤ **Comprobación si el tornillo es auto bloqueante**

El tornillo es auto bloqueante si: $\tan \alpha < \frac{f_s}{\cos \theta_n}$

Ecuación 1: $\tan \alpha < \frac{f_s}{\cos \theta_n}$

Ecuación 2: $f_s = f_s' + 30 - 35\% f_s'$ donde f_s es el factor de rozamiento.

De la ecuación dos se tiene, $f_s = 0.2 + 0.34 * 0.2$

$f_s = 0.268$

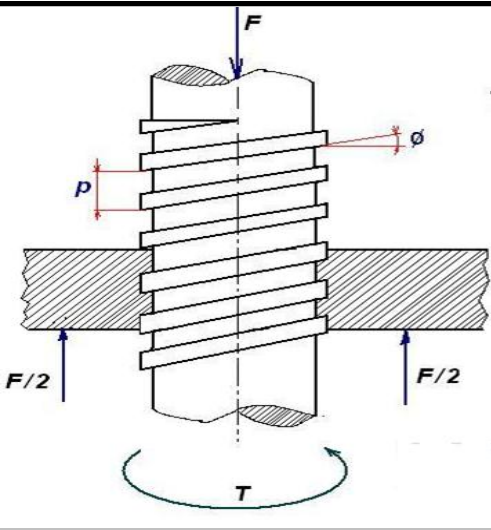

De la ecuación 1 tenemos: $\tan 5^\circ < \frac{0.268}{\cos 0}$

$$\tan 5^\circ = 0.090 < f_s = 0.268$$

De esta forma se demuestra que el tornillo es auto bloqueante.

En la tabla 10 se calculan los torques necesarios para subir y bajar la carga, importantes para determinar la fuerza que se requiere para mover el sistema.

Tabla 10. Cálculo de los torques necesarios y eficiencia del tornillo.

TORQUES PARA SUBIR Y BAJAR LA CARGA		
 		
Parámetro	Ecuación	Valor
Carga	No aplica	$W = 50 \text{ Kg}$
Diámetro medio	De la tabla 9	$D_m = 19.5 \text{ mm}$
Coefficiente de fricción	No aplica	$f_s = 0.268$
Angulo de avance	De la tabla 9	$\alpha = 5^\circ$
Torque para subir la carga	$T_s = \frac{D_m * W}{2} * \frac{f_s + \cos \theta_n * tg \alpha}{\cos \theta_n - f_s tg \alpha}$	$T_s = 17.75 \text{ kg} - \text{cm}$ $= 1.78 \text{ N} - \text{m}$
Torque para bajar la carga.	$T_b = \frac{D_m * W}{2} * \frac{f_s + \cos \theta_n * tg \alpha}{\cos \theta_n + f_s tg \alpha}$	$T_b = 16.93 \text{ kg} - \text{cm}$ $= 1.693 \text{ N} - \text{m}$
Eficiencia	$\eta = \frac{W l}{2 \pi T}$	$\eta = 25 \%$

Fuente: Autores

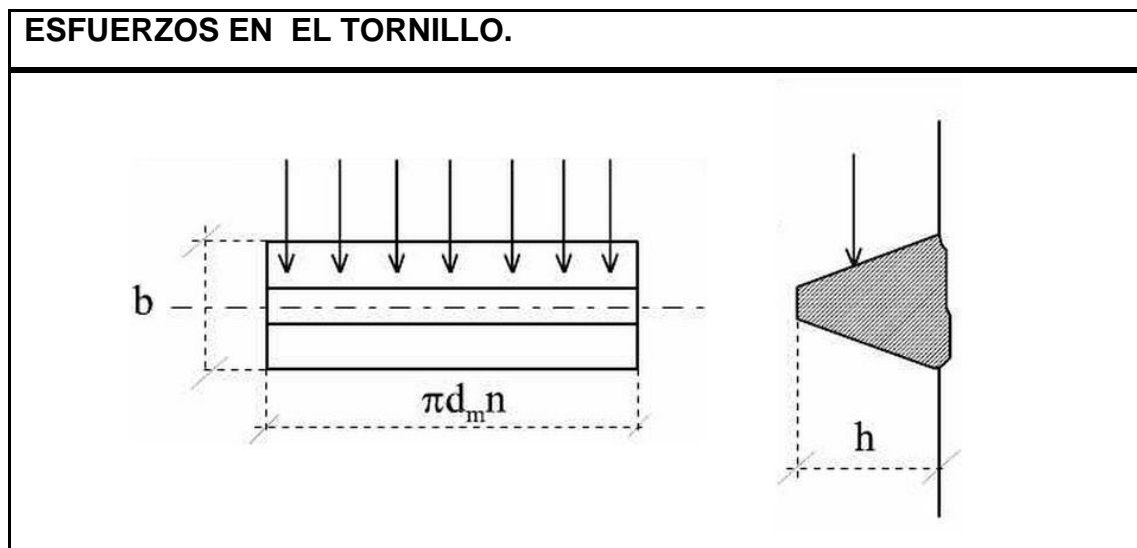
El torque para subir la carga es el más crítico (1.78 N-m), la fuerza necesaria en la manivela es de 3.5 Kg, lo que garantiza que el operario de la máquina no tendrá que hacer mayor esfuerzo para subir el motor.

➤ **Principales consideraciones de esfuerzos presentes en los tornillos de potencia.**

Las principales consideraciones de esfuerzos presentes en los tornillos de potencia, son la presión por aplastamiento, esfuerzo por pandeo, esfuerzo de corte y flexión en la rosca, esfuerzo de tracción o compresión y la velocidad crítica de descenso, a continuación en la tabla 11 se calculan.

Para el análisis del esfuerzo por columna, se usa el criterio de pandeo de Johnson.

Tabla 11. Cálculo de los esfuerzos en el tornillo.



Parámetro	Ecuación	Valor
Altura de la tuerca	No aplica	$H = 33 \text{ mm}$
Base diente	No aplica	$b = 2.5 \text{ mm}$
Diámetro medio	No aplica	$D_m = 19.5 \text{ mm}$
Diámetro de raíz	No aplica	$D_r = 17 \text{ mm}$
Altura de la cresta	No aplica	$h = 2.5 \text{ mm}$
Paso	De la tabla 9	$p = 5 \text{ mm}$

Parámetro	Ecuación	Valor
Carga	No aplica	$W = 500 N$
Esfuerzo a compresión	$\sigma_{toc} = \frac{W}{A}$	$\sigma_{toc} = 2.2 MPa$
Presión aplastamiento	$\sigma_b = \frac{W}{\pi h D_m n}$	$\sigma_b = 1.08 MPa$
Esfuerzo flexionante	$\sigma_t = \frac{3 * W * h}{\pi D_m n b^2}$	$\sigma_t = 3.26 MPa$
Tensión cortante en el tornillo	$\tau = \frac{3 W}{2 \pi D_r n b}$	$\tau = 1.87 MPa$
Tensión cortante en la tuerca	$\tau = \frac{3 W}{2 \pi D_0 n b}$	$\tau = 1.45 MPa$
Esfuerzo por pandeo	$P_{cri} = S_y * A \left(1 - \frac{S_y * \frac{L_e}{r_g}}{4 * \pi^2 * E} \right)^2$	$P_{cri} = 55897.5 N$
Longitud equivalente tornillo de potencia	$L_e = 2 * L$ Para una columna con un extremo libre y el otro empotrado.	$L_e = 400 mm$
Longitud del tornillo	No aplica	$L = 200 mm$
Resistencia a la fluencia AISI 1045	Figura 27 AISI 1045	$S_y = 530 MPa$
Área sección circular del tornillo.	$A = \frac{\pi * d^2}{4}$	$A = 226.98 mm^2$
Modulo de elasticidad AISI 1045	Anexo F	$E = 2 * 10^5 MPa$
Radio de giro	$r_g = \sqrt{\frac{I}{A}}$	$r_g = 4.25 mm$
Inercia	$I = \frac{\pi * d^4}{64}$	$I = 4099.8275 mm^4$

Parámetro	Ecuación	Valor
Factor de seguridad	$F_s = \frac{P_{cri}}{W}$	$F_s = 111.8$
Carga	Peso que soporta el tornillo	$W = 500 N$
Velocidad crítica de descenso	Figura 28	$V = 5000 rpm$

Fuente: Autores

El esfuerzo flexionante es el más crítico, $\sigma_t = 3.26 MPa$ con este se verifica que los materiales de el tornillo y la tuerca soporten este esfuerzo.

En la figura 26 se pueden apreciar propiedades del acero AISI 1020 y el acero AISI 1045, material de la tuerca y del tornillo respectivamente, donde la resistencia a la tensión es igual a 379 Mpa para el AISI 1020 y 540 Mpa para el AISI 1045, que superan la tensión debida a la flexión calculadas en la tabla 11.

Se obtiene un factor de seguridad de 111.8, por tanto cumple los requerimientos de diseño.

Figura 26. Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados.

Designación del material (Número AISI)	Condición	S_u Resistencia a la tensión		S_y Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192

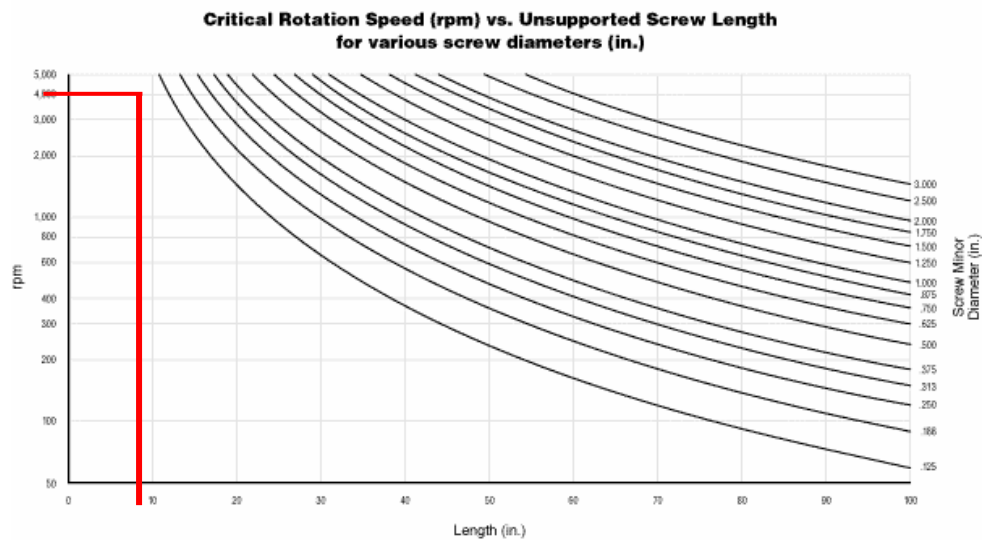
ACERO 1045						
TIPO DE PROCESO Y ACABADO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN MPa (kgf/mm ²) Ksi	LIMITE DE FLUENCIA MPa (kgf/mm ²) Ksi	ALARGAMIENTO EN 2" %	REDUCCION DE ÁREA %	DUREZA BRINELL	RELACION DE MAQUINABILIDAD 1212 EF = 100%
CALIENTE Y MAQUINADO	570-58-82	310-32-45	16	40	163	55
ESTIRADO EN FRIO	630-64-91	530-54-77	12	35	179	

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

A continuación se calcula la velocidad crítica para el tornillo gracias a la figura 27.

La velocidad crítica es el término de ingeniería para la primera frecuencia natural de vibración para un eje que rota. Si está montado horizontalmente o verticalmente, un sistema del tornillo que rota se debe funcionar debajo de su velocidad crítica para evitar la vibración, el ruido y la posible falla.

Figura 27. Grafica velocidades críticas de descenso.



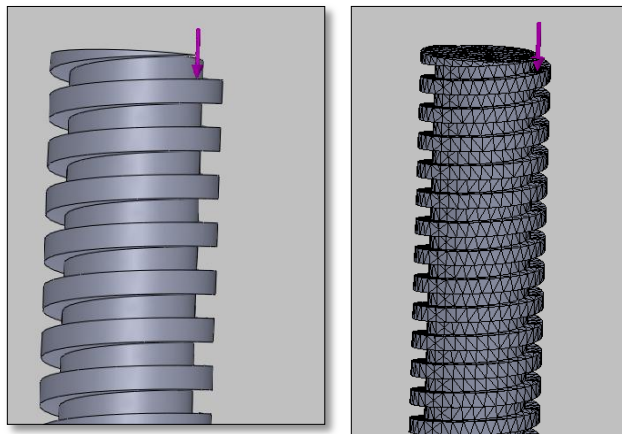
Fuente: <http://www.fing.edu.uy/iimpi/academica/grado/teorico/TornilloDePotencia>.

Para la longitud del tornillo se tiene una velocidad crítica aproximada de 5000 rpm, el sistema está por debajo de estas revoluciones.

El material del tornillo es conocido. Para la simulación en SOLIDWORKS se asignó acero AISI 1045 estirado en frío con una resistencia a la fluencia de 530 [MPa].

En la figura 28 se muestra la carga actuando a la mitad de la altura de la rosca.

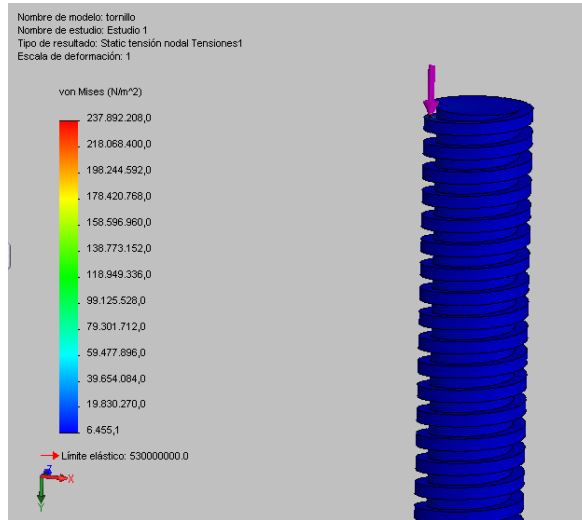
Figura 28. Análisis CAE tornillo de potencia, fuerza aplicada y malla



Fuente: Autores

El esfuerzo máximo corresponde a 23.7 MPa y se encuentra ubicado en el diámetro medio del tornillo del número de roscas en contacto como se muestra en la figura 29.

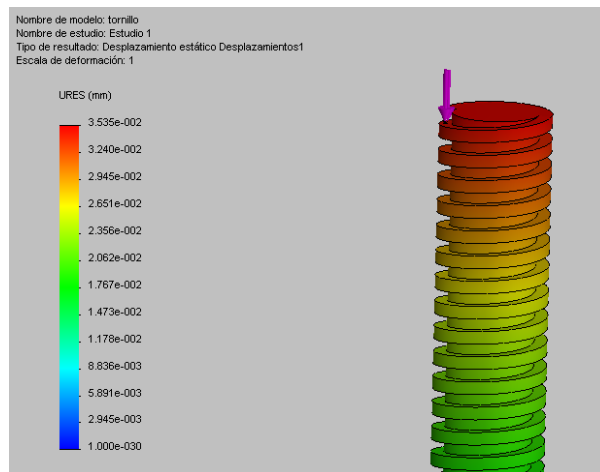
Figura 29. Análisis CAE cresta del tornillo de potencia, esfuerzo máximo



Fuente: Autores

El desplazamiento máximo corresponde a 35 μm , y se da en las roscas en contacto entre tornillo y tuerca como lo muestra la figura 30.

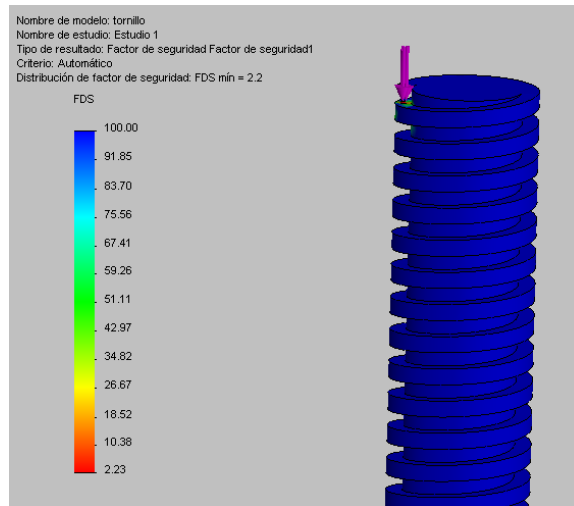
Figura 30. Análisis CAE cresta del tornillo de potencia, desplazamiento máximo



Fuente: Autores

El factor de seguridad mínimo, esta por el orden de 2.23.

Figura 31. Análisis CAE cresta del tornillo de potencia, factor de seguridad



Fuente: Autores

➤ **Cálculo altura de la tuerca.**

La tuerca puede tener (1,2 – 2,5) veces el diametro medio del tornillo.

Ecuacion 3: $H_{tuerca} = 1.7 d_m$

Donde:

d_m = Diametro medio del tornillo

$d_m = 19.5 \text{ mm}$

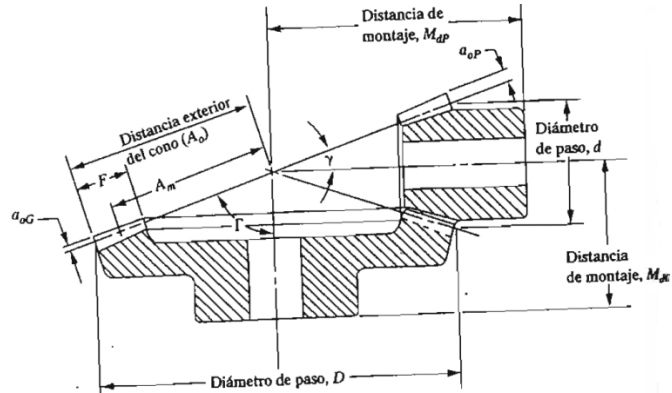
$H_{tuerca} = 33 \text{ mm}$

5.1.2 Diseño par de engranajes cónicos

Para calcular los valores de las características geométricas de un par de engranajes cónicos, tenemos un ángulo de presión de 20^0 , 10 dientes en el piñón y 16 dientes en el engranaje y un diámetro de paso para el piñón de 40 milímetros y un diámetro de paso para el engranaje de 64 milímetros, se escogieron dos diámetros de tal manera que su paso diametral este normalizado.

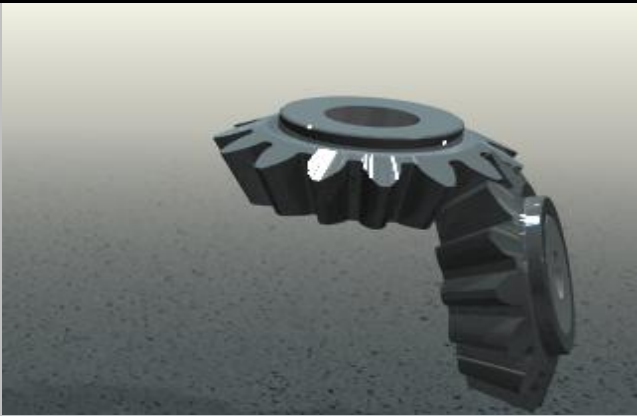
En la figura 32 y en la tabla 12, se observa en forma parametrizada la geometría de los engranajes cónicos.

Figura 32. Geometría engranajes cónicos



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

Tabla 12. Calculo geometría engranajes conicos.

GEOMETRIA ENGRANAJES CÓNICOS		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Diámetro paso del piñón	No aplica	$d = 40 \text{ mm}$ $= 0.04[m]$
Numero de dientes piñón	No aplica	$N_p = 10 \text{ [dientes]}$
Diámetro de paso engranaje	No aplica	$D = 64 \text{ mm}$
Numero de	No aplica	$N_G = 16 \text{ [dientes]}$

GEOMETRIA ENGRANAJES CÓNICOS		
dientes engranaje		
Angulo de presión	No aplica	$\phi = 20^{\circ}$
Paso diametral	$P_d = \frac{N_p}{d} = \frac{N_G}{D}$ <p>El paso diametral normalizado seria 6 dientes/in según la tabla 8.3 del anexo C</p>	$P_d = 0.25 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}$ $= 6.35 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$
Modulo	$m = \frac{1}{P_d}$	$m = 4$
Relación del engrane	$i = \frac{N_G}{N_p}$	$i = 1.6$
Ángulos de paso del cono	$\gamma = \tan^{-1} \frac{N_p}{N_G}$ $\tau = \tan^{-1} \frac{N_G}{N_p}$	$\gamma = 32^{\circ}$ $\tau = 58^{\circ}$
Distancia exterior en el cono	$A_0 = \frac{D}{2 * \text{sen } \tau}$	$A_0 = 37.73 \text{ mm}$ $= 1.5 \text{ in}$
Ancho de la cara Ancho nominal Ancho máximo	$F_{nom} = 0.3 A_0$ $F_{max} = \frac{A_0}{3} \text{ o } F_{max} = \frac{10}{P_d}$ <p>Se usa el menor</p>	$F_{nom} = 11.32 \text{ mm}$ $F_{max} = 12.58 \text{ mm}$
Distancia media del cono	$A_m = A_0 - 0.5 * F$	$A_m = 31.73 \text{ mm}$ $= 1.25 \text{ in}$
Profundidad media de trabajo	$h = \frac{2}{P_d} * \frac{A_m}{A_0}$	$h = 6.73 \text{ mm}$
Holgura	$c = 0.125 * h$	$c = 0.84 \text{ mm}$
Profundidad media total	$h_m = h + c$	$h_m = 7.57 \text{ mm}$
Factor medio de addendum	$c_1 = 0.21 + \frac{0.29}{i^2}$	$c_1 = 0.32$
Addendum medio del engranaje	$a_G = c_1 * h$	$a_G = 2.15 \text{ mm}$
Addendum medio piñón	$a_p = h - a_G$	$a_p = 4.58 \text{ mm}$
Dedendum medio del engranaje	$b_G = h_m - a_G$	$b_G = 5.42 \text{ mm}$

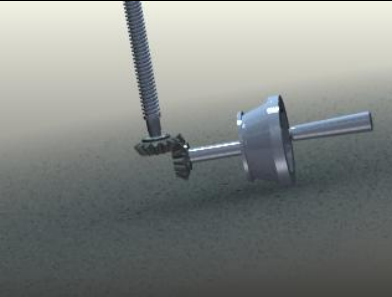
GEOMETRIA ENGRANAJES CÓNICOS		
Dedendum medio piñón	$b_p = h_m - a_p$	$b_p = 2.99 \text{ mm}$
Angulo de dedendum del engranaje	$\delta_G = \tan^{-1} \frac{b_G}{A_m}$	$\delta_G = 9.69^\circ$
Angulo de dedendum del piñón.	$\delta_p = \tan^{-1} \frac{b_p}{A_m}$	$\delta_p = 5.38^\circ$
Addendum exterior del engranaje	$a_{0G} = a_G + 0.5 * F * \tan \delta_G$	$a_{0G} = 3.17 \text{ mm}$
Addendum exterior del piñón	$a_{0p} = a_p + 0.5 * F * \tan \delta_p$	$a_{0p} = 5.14 \text{ mm}$
Diámetro exterior del engranaje	$D_0 = D + 2 * a_{0G} * \cos \tau$	$D_0 = 67 \text{ mm}$
Diámetro exterior del piñón.	$d_0 = D + 2 * a_{0p} * \cos \gamma$	$d_0 = 49 \text{ mm}$

Fuente: Autores

➤ **Calculo de Potencias.**

Después de una serie de pruebas se logro establecer que la velocidad de giro óptima de la manivela es de 3 revoluciones por segundo, con este valor y la relación de velocidad existente en el par de engranajes se obtiene la velocidad de giro del tornillo de potencia y la velocidad de avance en la tuerca del tornillo esto con el fin de calcular la potencia de salida.

Tabla 13. Calculo de potencias en el tornillo y la manivela.

CALCULO DE POTENCIAS		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Revoluciones de la manivela	Se determino gracias a diferentes pruebas	$w_m = 3 \frac{rev}{seg}$ $= 18.85 \frac{rad}{seg}$
Relación del engrane.	De la tabla 12	$i = 1.6$
Revoluciones del tornillo de potencia	$w_t = \frac{w_m}{i}$	$w_t = 1.875 \frac{rev}{seg}$ $= 11.78 \frac{rad}{seg}$
Potencia Salida.	$P_s = F * V_{avance}$	$P_s = 4.69 \text{ Wat}$
Fuerza carga.	No aplica	$F = 50 \text{ kg}$
Velocidad de avance	$V_{avance} = p * w_t$	$V_{avance} = 9.38 \frac{mm}{seg}$ $= 0.00938 \text{ m/seg}$
Paso tornillo de potencia	De la tabla 9	$p = 5 \text{ mm}$
Potencia en el tornillo	$P_t = \frac{P_s}{\eta_t}$	$P_t = 18.76 \text{ Wat}$
Eficiencia en el tornillo	De la tabla 10	$\eta_t = 25\%$
Eficiencia engranajes cónicos	No aplica	$\eta_G = 80\%$
Potencia en la manivela	$P_M = \frac{P_t}{\eta_G}$	$P_M = 23.45 \text{ Wat}$
Fuerza aplicada en la manivela	$F_M = \frac{P_M}{r_M * w_m}$	$F_M = 25 \text{ N}$ $= 2.5 \text{ Kg}$
Eficiencia de todo el sistema	$\eta_s = \frac{P_s}{P_M}$	$\eta_s = 20\%$

Fuente: Autores

En la tabla 13 se puede ver que gracias a la ganancia mecánica existente en los engranajes cónicos y a la manivela, con una fuerza de 2.5 kilogramos se mueve una carga de 50 kilogramos.

Ahora se procede a calcular las fuerzas y esfuerzos que actúan sobre los dientes de los engranajes.

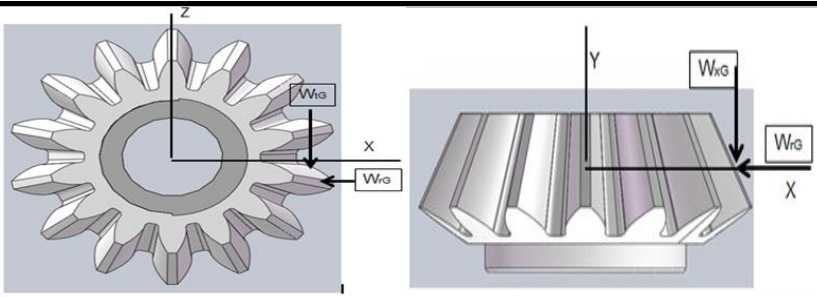
Debido a la forma cónica de estos engranajes, sobre los dientes actúa un conjunto de fuerzas con tres componentes.

Las diferentes fuerzas y esfuerzos que actúan sobre los dientes del engranaje, se calculan a continuación en la tabla 14, las ecuaciones presentadas en esta tabla se complementan con los parámetros y ecuaciones de proporcionalidad de las Normas AGMA y Europeas.

El esfuerzo flexionante producido por la fuerza tangencial, es máximo en la raíz del diente y su cálculo se baso principalmente en la norma AGMA 2001- C95.

El esfuerzo de contacto causante de la picadura en los dientes del engranaje, se calculo mediante la ecuación de Hertz.

Tabla 14. Calculo de cargas y esfuerzos en los dientes de los engranajes.

CALCULO FUERZAS Y ESFUERZOS ENGRANAJE.		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Ángulos de paso del cono	De la tabla 12	$\tau = 58^{\circ}$
Diámetro de paso engranaje	No aplica	$D = 64 \text{ mm}$
Ancho de la cara	No aplica	$F = 12 \text{ mm}$
Angulo de presión	No aplica	$\phi = 20^{\circ}$
Revoluciones tornillo de potencia	De la tabla 13	$w_t = 1.875 \frac{\text{rev}}{\text{seg}}$ $= 11.78 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$
Potencia en el engranaje	De la tabla 13	$P_G = 18.76 \text{ Wat}$
Torque engranaje	$P_G = T_G * w_t$	$T_G = 1.6 \text{ N} - \text{m}$
Carga tangencial en el engranaje	$W_{tG} = \frac{T_G}{r_m}$	$W_{tG} = 59.25 \text{ N}$
Radio promedio del engranaje	$R_m = \frac{D}{2} - \frac{F}{2} * \text{sen}\tau$	$R_m = 27 \text{ mm}$ $= 0.027 \text{ m}$
Carga radial en el engranaje	$W_{rG} = W_{tG} * \tan\phi * \text{cos}\tau$	$W_{rG} = 11.42 \text{ N}$
Carga axial en el engranaje	$W_{xG} = W_{tG} * \tan\phi * \text{sen}\tau$	$W_{xG} = 18.28 \text{ N}$
Esfuerzo flexionante máximo	$S_t = \frac{W_t P_d}{FJ} * \frac{k_0 * k_s * k_m}{k_v}$	$S_t = 15235937.5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ $= 15.235 \text{ Mpa}$

CALCULO FUERZAS Y ESFUERZOS ENGRANAJE.		
Fuerza tangencial	$W_t = \frac{T}{D_0 \cdot 2}$	$W_t = 47.76 \text{ N}$
Diámetro exterior del engranaje.	De la tabla 12	$D_0 = 67 \text{ mm}$
Paso diametral	De la tabla 12	$P_d = 0.25 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}$ $= 6.35 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$
Factor por distribución de carga	Anexo C, tabla 10.3	$K_m = 1.8$
Factor de geometría	Anexo C, figura 10.13	$J = 0.16$
Factor de tamaño	Anexo C, tabla 9.6	$K_s = 1$
Factor de sobrecarga	Anexo C, tabla 9.5	$K_0 = 1.2$
Factor dinámico	$K_v = \frac{K_z}{K_z + \frac{u}{v_t}}$	$K_v = 0.88$
Ancho de la cara	De la tabla 12	$F = 12 \text{ mm}$
Esfuerzo de contacto	$S_c = C_b * C_p \sqrt{\frac{W_t C_0 C_m}{F d I C_v}}$ <i>C₀, C_m, C_v son iguales a K₀, K_m.</i>	$S_c = 2273165.9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ $= 2.27 \text{ MPa}$
Factor de geometría	Anexo C figura 10.14	$I = 0.06$
Coefficiente elástico	Anexo C tabla 9.9 Para dos engranajes de acero	$C_p = 2300$
Esfuerzo de contacto admisible	$S_{ac} = S_c * \frac{SF * K_R}{Z_N}$	$S_{ac} = 6.3 \text{ MPa}$ $= 913.7 \text{ psi}$
Factor de seguridad	Se toma un factor de seguridad conservativo	$SF = 2$
Factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo.	Anexo C. Tabla 9.24 $N_c = 10^8 \text{ ciclos}$	$Z_N = 0.9$
Factor de confiabilidad	Anexo C, Tabla 9.8 Confiabilidad del 99.9%	$K_R = 1.25$

CALCULO FUERZAS Y ESFUERZOS ENGRANAJE.		
Esfuerzo flexionante admisible	$S_{at} = S_t \frac{SF * K_R}{Y_N}$	$S_{at} = 41.4 \text{ MPa}$ $= 6004.35 \text{ psi}$
Factor por ciclos de esfuerzos	Anexo C, figura 9.22 $N_c = 1.3 * 10^8 \text{ ciclos}$	$Y_N = 0.92$

Fuente: Autores

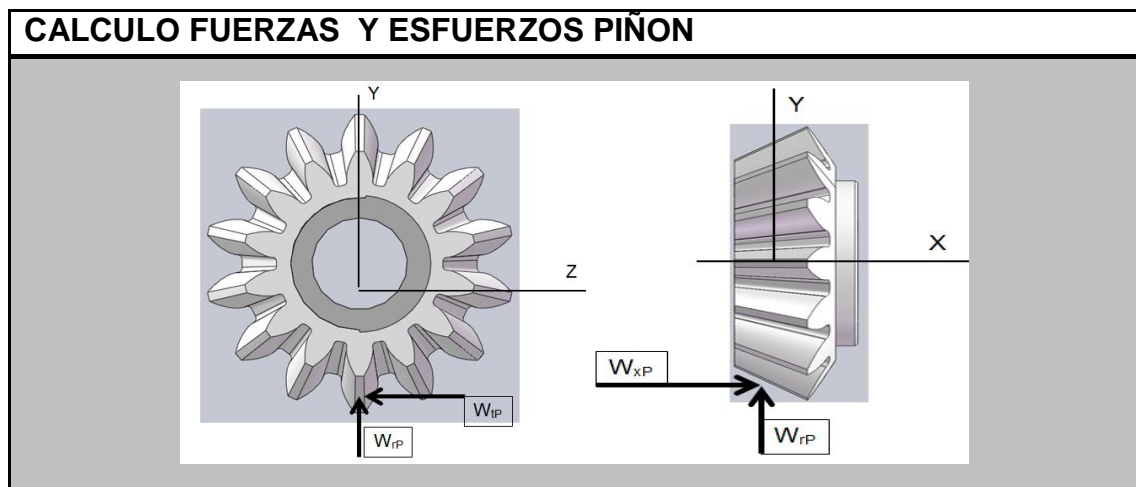
Para el engranaje se obtiene un esfuerzo flexionante admisible de 41.4 MPa, superior al esfuerzo producido por la carga siendo de 15.24 MPa.

El esfuerzo de contacto admisible de 6.3 MPa, supera al producido por la carga de 2.27 MPa.

Para el cálculo del esfuerzo flexionante del piñón todos los valores de los parámetros son los mismos que en el engranaje, solo cambia el factor de geometría.

En la tabla 15 se observan las diferentes fuerzas y los esfuerzos flexionantes y de contacto admisibles presentes en los dientes del piñón.

Tabla 15. Calculo de cargas y esfuerzos en los dientes del piñón.



Parámetro	Ecuación	Valor
Diámetro de paso del piñón	No aplica	$d = 40 \text{ mm}$ $= 0.04[m]$
Angulo de paso del cono	De la tabla 12	$\gamma = 32^0$
Ancho de la cara	No aplica	$F = 12 \text{ mm}$
Angulo de presión	No aplica	$\phi = 20^0$
Carga tangencial en el piñón	$W_{tp} = W_{tG}$	$W_{tp} = 59.25 \text{ N}$
Carga radial en el piñón	$W_{rp} = W_{xG}$	$W_{rp} = 18.28 \text{ N}$
Carga axial en el piñón	$W_{xp} = W_{rG}$	$W_{xp} = 11.42 \text{ N}$
Esfuerzo flexionante máximo	$S_t = \frac{W_t P_d}{FJ} * \frac{k_0 * k_s * k_m}{k_v}$	$S_t = 17.79 \text{ MPa}$
Factor de geometría.	Anexo C de la figura 10.13	$J = 0.17$
Esfuerzo de contacto	$S_c = C_b * C_p \frac{W_t C_0 C_m}{F d_p I C_v}$	$S_c = 2960619 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ $= 2.96 \text{ MPa}$
Diámetro exterior piñón.	De la tabla 14	$d_p = 49 \text{ mm}$
Esfuerzo de contacto admisible.	$S_{ac} = S_c * \frac{SF * K_R}{Z_N}$	$S_{ac} = 8.22 \text{ MPa}$
Esfuerzo flexionante admisible	$S_{at} = S_t \frac{SF * K_R}{Y_N}$ $N_c = 2.1 * 10^8 \text{ ciclos}$	$S_{at} = 48.34 \text{ MPa}$ $= 7010.87 \text{ psi}$

Fuente: Autores

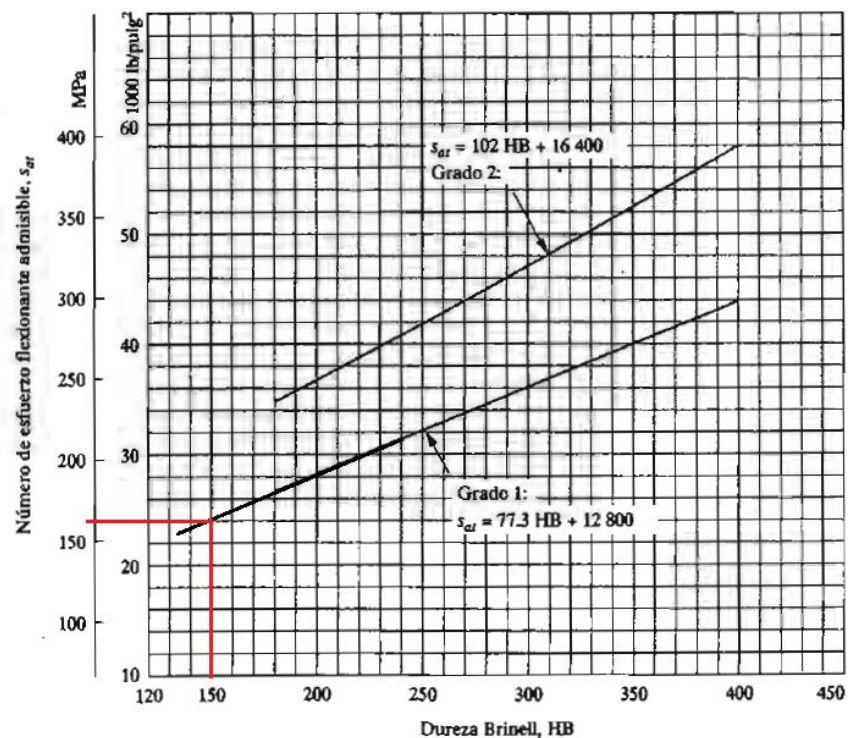
Para el piñón se obtiene un esfuerzo flexionante admisible de 48.34 MPa, superior al esfuerzo producido por la carga siendo de 17.8 MPa.

El esfuerzo de contacto admisible de 8.22 MPa, supera al producido por la carga de 2.96 MPa.

El mayor esfuerzo admisible se presenta en el piñón, es el esfuerzo flexionante y equivale a **48.34MPa** , este es el parámetro para seleccionar el material del engranaje y del piñón.

Según la figura 33 este esfuerzo equivale a un acero con una dureza Brinell aproximada de 150 HB.

Figura 33. Número de esfuerzo de contacto admisible según dureza del acero.



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

En la tabla 16 la Compañía general de Aceros recomienda un acero AISI 8620, siendo el más usado en la fabricación de engranajes, para mejorar su dureza se realiza el siguiente tratamiento: Calentamiento a 930⁰ centígrados por 8 horas (simulando un proceso de cementación), calentamiento posterior a 845⁰ centígrados, temple en aceite y revenido a 150⁰ centígrados, obteniendo una

dureza de 235 HB, como se especifica en el catalogo de la Compañía General de aceros en la tabla 17.

Tabla 16. Principales usos de los aceros de Ingeniería.

CALIDAD	APLICACIÓN
1045	Se utiliza en la fabricación de piezas donde se requiere una resistencia media como por ejemplo ejes, pernos, tornillos etc.
4140	Se utiliza debido a su buena templabilidad y tenacidad, así como su buena resistencia a la tracción en la industria automotriz, en la fabricación de piezas como por ejemplo cigüeñales, vástagos, espárragos etc.
4340	Debido a su contenido de níquel, este acero tiene mejor templabilidad. Apto para piezas de grandes secciones, donde se requiere alta ductilidad; se emplea en piezas automotrices sometidas a las más severas exigencias.
1020	Se utiliza en la fabricación de piezas donde se requiere poca resistencia y en general piezas que requieren un leve endurecimiento superficial como por ejemplo, tornillos, rondanas, tuercas etc.
12L14	Debido a su aleación en plomo, se emplea en la producción de series grandes en tornos automáticos; su aplicación es en casi todas las ramas
8620	Acero de cementación en grano fino, adecuado para piezas que requieren alta dureza superficial y tenacidad en el núcleo; es el acero de mayor uso en la fabricación de engranajes , levas, coronas, piñones etc.

Fuente: <http://www.cga.com.co>

Tabla 17. Tratamientos térmicos Acero AISI 8620.

EFECTO MASA SOBRE LAS PROPIEDADES MECÁNICAS						
Diámetro en mm	Resistencia la tracción (Mpa)	Punto de fluencia (Mpa)	% de Elongación (en 50 mm)	% de Reducción de área	Dureza Brinell	Impacto Izod, ft-lb
Recocido, calentamiento a 870°C, enfriamiento en horno hasta 620°C y luego en aire						
25.4	535.7	385	31.3	62.1	149	82.8
Normalizado, calentamiento a 910°C, enfriamiento al aire						
12.7	665	374	26.3	62.5	197	62.5
25.4	632	357	26.3	52.7	183	73.5
50.8	601	355	27.8	62.1	179	81.3
101.6	563	355	28.5	62.3	163	74.0
Calentamiento a 930°C por 8 hrs (similando un proceso de cementación), calentamiento posterior a 845°C, temple en aceite y revenido a 150°C						
12.7	1375	1082	13.2	49.4	388	13.5
25.4	873	577	20.8	52.7	255	42.3
50.8	808	503	23.0	57.8	235	48.8
101.6	679	398	24.3	57.6	207	49.5
Calentamiento a 930°C por 8 hrs (similando un proceso de cementación), calentamiento posterior a 845°C, temple en aceite y revenido a 230°C						
12.7	1230	961	14.6	53.9	352	11.5
25.4	856	556	19.5	54.2	248	23.0
50.8	789	498	22.0	59.0	229	38.0
101.6	675	382	25.5	57.8	201	43.0

Fuente. <http://www.cga.com.co>

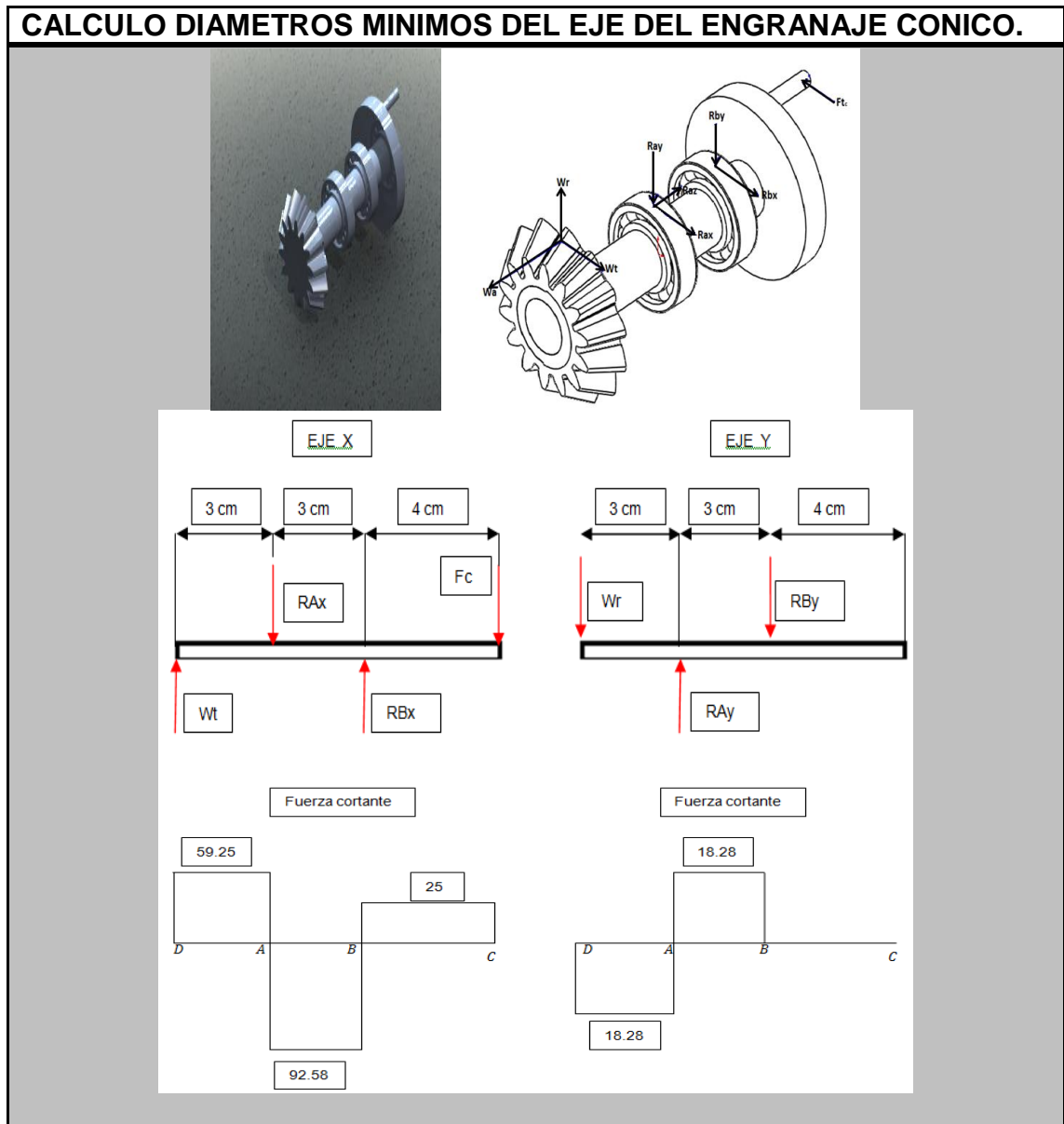
5.1.3 Diseño eje del engranaje cónico.

En la tabla 18 se parametrizan los diámetros del eje y se muestran las cargas que actúan sobre el mismo.

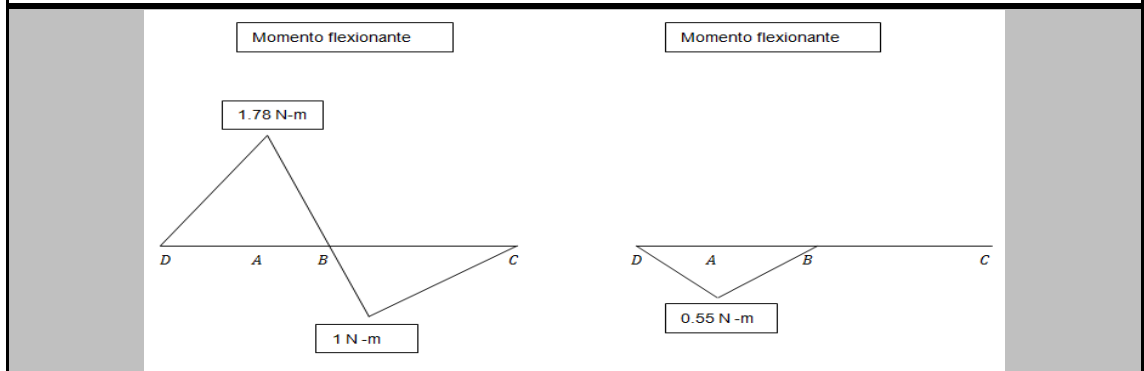
En el punto D el engranaje produce torsión en el eje, el momento flexionante en D es cero porque es un extremo libre del eje, por lo que el diámetro se calcula solo por el termino de la torsión.

En los puntos A y B existe un momento flexionante, producto del momento en los planos X y Y, para hallar el diámetro mínimo en este caso se utiliza el esfuerzo combinado.

Tabla 18. Calculo diámetros eje del engranaje cónico.



CALCULO DIAMETROS MINIMOS DEL EJE DEL ENGRANAJE CONICO.



Parámetro	Ecuación	Valor
Potencia útil	De la tabla 13	$Pot = 23.45 [W]$
Velocidad angular del eje	No aplica	$n = 180 [RPM]$ $= 18.85 [rad/s]$
Torque	$Pot = T * n$	$T = 1.24 N - m$
Diámetro del engranaje	No aplica	$D_e = 40 mm$ $= 0.04 [m]$
Fuerza tangencial en la manivela.	De la tabla 13	$F_c = 25 N$
Fuerza tangencial sobre el engranaje	De la tabla 15	$W_t = 59.25 N$
Fuerza radial engranaje	De la tabla 15	$W_r = 18.28 N$
Fuerza axial del engranaje	De la tabla 15	$W_a = 11.42 N$
Reacción en rodamiento A en la dirección x	$\sum M_B = 0 \quad \cup +$ $W_t * 6 - F_c * 4$ $- R_{Ax} * 3 = 0$	$R_{Ax} = 151.83 N$
Reacción en rodamiento B en la dirección x	$\sum F_x = 0 \quad \uparrow +$ $W_t - F_c - R_{Ax} + R_{Bx} = 0$	$R_{Bx} = 117.583 N$
Reacción en rodamiento A en la dirección y	$\sum M_B = 0 \quad \cup +$ $R_{Ay} * 3 - W_r * 6$ $= 0$	$R_{Ay} = 36.56 N$
Reacción en rodamiento B en la dirección y	$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$ $R_{Ay} - W_r - R_{By} = 0$	$R_{By} = 18.28 N$
Reacción en rodamiento A en la dirección z	$\sum F_z = 0 \quad \rightarrow +$ $W_a - R_{Az} = 0$	$R_{Bz} = 11.42 N$
Resistencia ultima	Acero AISI 1045, Anexo F	$S_u = 655 [MPa]$

CALCULO DIAMETROS MINIMOS DEL EJE DEL ENGRANAJE CONICO.		
a la tracción		
Resistencia a la fluencia	Acero AISI 1045, Anexo F.	$S_y = 413 [MPa]$
Resistencia a la fatiga	Anexo D, figura 5-8.	$S_n = 250 [MPa]$
Factor de tamaño	Anexo D, Tabla 5.2.	$C_s = 0.75$
Factor de confiabilidad	Confiabilidad del 99%	$C_R = 0.81$
Resistencia a la fatiga modificada	$S'_n = S_n * C_s * C_R$	$S'_n = 151.875 [MPa]$
Factor de seguridad	No aplica	$N=2$
Diámetro del eje en el punto D	$D_c = \frac{32 * N}{\pi} * \frac{3}{4} \frac{T}{S_y} \sqrt[2]{\frac{1}{3}}$	$D_c = 3.75 * 10^{-3} m$ $= 3.75 [mm]$
Factor de concentración de esfuerzo	Transición bien redondeada.	$K_t = 1.5$
Momento Flexionante en A	$M_A = \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Ay}^2}$	$M_A = 1.86 [N * m]$
Diámetro del eje en el punto A	$D_{A=} \frac{32 * N}{\pi} * \sqrt[2]{\frac{3}{4} \frac{T}{S_y} + \frac{K_t * M}{S'_n} \sqrt[2]{\frac{1}{3}}}$	$D_A = 7.23 * 10^{-3} m$ $= 7.23 [mm]$
Momento Flexionante en B	$M_B = \sqrt{M_{Bx}^2 + M_{By}^2}$	$M_B = 1 [N * m]$
Diámetro del eje en el punto B	$D_{B=} \frac{32 * N}{\pi} * \sqrt[2]{\frac{3}{4} * \frac{T}{S_y} + \frac{K_t * M}{S'_n} \sqrt[2]{\frac{1}{3}}}$	$D_B = 5.92 * 10^{-3} m$ $= 5.92 [mm]$
Diámetro del eje en el punto C	$D_C = \frac{32 * N}{\pi} * \frac{3}{4} \frac{T}{S_y} \sqrt[2]{\frac{1}{3}}$	$D_c = 3.75 * 10^{-3} m$ $= 3.75 [mm]$

Fuente: Autores

A continuación se comparan los diámetros calculados con los diámetros reales.

Tabla 19. Comparación de los diámetros calculados y reales en el eje del engranaje cónico

Punto en el eje	Diámetro mínimo calculado	Diámetro del eje real
A	7.23 mm	15 mm
B	5.92 mm	15 mm
C	3.75 mm	12.5 mm
D	3.75 mm	14 mm

Fuente: Autores

En la tabla 19 los valores reales de los diámetros en el eje son mayores a los calculados en la tabla 18, la normalización de los diámetros y la selección de los rodamientos, determina los diámetros en los puntos donde están localizados.

5.1.4 Selección rodamientos sistema mecánico

Para la selección de los rodamientos se hizo mediante un cálculo iterativo, se verifica la vida nominal de cada uno. En la tabla 20 se puede ver la posición de los rodamientos en el eje.

Tabla 20. Calculo vida nominal de los rodamientos en el eje del engranaje cónico.

RODAMIENTOS EN EL EJE DEL ENGRANAJE CONICO.		
<p>Carga radial dinámica equivalente $f_{d1} = 1.0$ $f_{d2} = 1.0$ $f_{d3} = 1.0$ $f_{d4} = 1.0$ $f_{d5} = 1.0$ $f_{d6} = 1.0$ $f_{d7} = 1.0$ $f_{d8} = 1.0$ $f_{d9} = 1.0$ $f_{d10} = 1.0$ $f_{d11} = 1.0$ $f_{d12} = 1.0$ $f_{d13} = 1.0$ $f_{d14} = 1.0$ $f_{d15} = 1.0$ $f_{d16} = 1.0$ $f_{d17} = 1.0$ $f_{d18} = 1.0$ $f_{d19} = 1.0$ $f_{d20} = 1.0$ $f_{d21} = 1.0$ $f_{d22} = 1.0$ $f_{d23} = 1.0$ $f_{d24} = 1.0$ $f_{d25} = 1.0$ $f_{d26} = 1.0$ $f_{d27} = 1.0$ $f_{d28} = 1.0$ $f_{d29} = 1.0$ $f_{d30} = 1.0$ $f_{d31} = 1.0$ $f_{d32} = 1.0$ $f_{d33} = 1.0$ $f_{d34} = 1.0$ $f_{d35} = 1.0$ $f_{d36} = 1.0$ $f_{d37} = 1.0$ $f_{d38} = 1.0$ $f_{d39} = 1.0$ $f_{d40} = 1.0$ $f_{d41} = 1.0$ $f_{d42} = 1.0$ $f_{d43} = 1.0$ $f_{d44} = 1.0$ $f_{d45} = 1.0$ $f_{d46} = 1.0$ $f_{d47} = 1.0$ $f_{d48} = 1.0$ $f_{d49} = 1.0$ $f_{d50} = 1.0$ $f_{d51} = 1.0$ $f_{d52} = 1.0$ $f_{d53} = 1.0$ $f_{d54} = 1.0$ $f_{d55} = 1.0$ $f_{d56} = 1.0$ $f_{d57} = 1.0$ $f_{d58} = 1.0$ $f_{d59} = 1.0$ $f_{d60} = 1.0$ $f_{d61} = 1.0$ $f_{d62} = 1.0$ $f_{d63} = 1.0$ $f_{d64} = 1.0$ $f_{d65} = 1.0$ $f_{d66} = 1.0$ $f_{d67} = 1.0$ $f_{d68} = 1.0$ $f_{d69} = 1.0$ $f_{d70} = 1.0$ $f_{d71} = 1.0$ $f_{d72} = 1.0$ $f_{d73} = 1.0$ $f_{d74} = 1.0$ $f_{d75} = 1.0$ $f_{d76} = 1.0$ $f_{d77} = 1.0$ $f_{d78} = 1.0$ $f_{d79} = 1.0$ $f_{d80} = 1.0$ $f_{d81} = 1.0$ $f_{d82} = 1.0$ $f_{d83} = 1.0$ $f_{d84} = 1.0$ $f_{d85} = 1.0$ $f_{d86} = 1.0$ $f_{d87} = 1.0$ $f_{d88} = 1.0$ $f_{d89} = 1.0$ $f_{d90} = 1.0$ $f_{d91} = 1.0$ $f_{d92} = 1.0$ $f_{d93} = 1.0$ $f_{d94} = 1.0$ $f_{d95} = 1.0$ $f_{d96} = 1.0$ $f_{d97} = 1.0$ $f_{d98} = 1.0$ $f_{d99} = 1.0$ $f_{d100} = 1.0$</p> <p>Carga radial estática equivalente $f_{s1} = 0.5$ $f_{s2} = 0.5$ $f_{s3} = 0.5$ $f_{s4} = 0.5$ $f_{s5} = 0.5$ $f_{s6} = 0.5$ $f_{s7} = 0.5$ $f_{s8} = 0.5$ $f_{s9} = 0.5$ $f_{s10} = 0.5$ $f_{s11} = 0.5$ $f_{s12} = 0.5$ $f_{s13} = 0.5$ $f_{s14} = 0.5$ $f_{s15} = 0.5$ $f_{s16} = 0.5$ $f_{s17} = 0.5$ $f_{s18} = 0.5$ $f_{s19} = 0.5$ $f_{s20} = 0.5$ $f_{s21} = 0.5$ $f_{s22} = 0.5$ $f_{s23} = 0.5$ $f_{s24} = 0.5$ $f_{s25} = 0.5$ $f_{s26} = 0.5$ $f_{s27} = 0.5$ $f_{s28} = 0.5$ $f_{s29} = 0.5$ $f_{s30} = 0.5$ $f_{s31} = 0.5$ $f_{s32} = 0.5$ $f_{s33} = 0.5$ $f_{s34} = 0.5$ $f_{s35} = 0.5$ $f_{s36} = 0.5$ $f_{s37} = 0.5$ $f_{s38} = 0.5$ $f_{s39} = 0.5$ $f_{s40} = 0.5$ $f_{s41} = 0.5$ $f_{s42} = 0.5$ $f_{s43} = 0.5$ $f_{s44} = 0.5$ $f_{s45} = 0.5$ $f_{s46} = 0.5$ $f_{s47} = 0.5$ $f_{s48} = 0.5$ $f_{s49} = 0.5$ $f_{s50} = 0.5$ $f_{s51} = 0.5$ $f_{s52} = 0.5$ $f_{s53} = 0.5$ $f_{s54} = 0.5$ $f_{s55} = 0.5$ $f_{s56} = 0.5$ $f_{s57} = 0.5$ $f_{s58} = 0.5$ $f_{s59} = 0.5$ $f_{s60} = 0.5$ $f_{s61} = 0.5$ $f_{s62} = 0.5$ $f_{s63} = 0.5$ $f_{s64} = 0.5$ $f_{s65} = 0.5$ $f_{s66} = 0.5$ $f_{s67} = 0.5$ $f_{s68} = 0.5$ $f_{s69} = 0.5$ $f_{s70} = 0.5$ $f_{s71} = 0.5$ $f_{s72} = 0.5$ $f_{s73} = 0.5$ $f_{s74} = 0.5$ $f_{s75} = 0.5$ $f_{s76} = 0.5$ $f_{s77} = 0.5$ $f_{s78} = 0.5$ $f_{s79} = 0.5$ $f_{s80} = 0.5$ $f_{s81} = 0.5$ $f_{s82} = 0.5$ $f_{s83} = 0.5$ $f_{s84} = 0.5$ $f_{s85} = 0.5$ $f_{s86} = 0.5$ $f_{s87} = 0.5$ $f_{s88} = 0.5$ $f_{s89} = 0.5$ $f_{s90} = 0.5$ $f_{s91} = 0.5$ $f_{s92} = 0.5$ $f_{s93} = 0.5$ $f_{s94} = 0.5$ $f_{s95} = 0.5$ $f_{s96} = 0.5$ $f_{s97} = 0.5$ $f_{s98} = 0.5$ $f_{s99} = 0.5$ $f_{s100} = 0.5$</p> <p>Rodamiento 6202 ZZ, en la posición A.</p> <p>Rodamiento 6202 ZZ, en la posición B.</p> <p>6202 ZZ d 15 mm D 35 mm B 11 mm</p>		
Parámetro	Ecuación	Valor
Velocidad angular del eje	No aplica	$n = 180 \text{ RPM}$ $= 18.85 \text{ rad/s}$
Torque	$Pot = T * n$	$T = 1.24 \text{ N * m}$
Reacción rodamiento A en la dirección x	De la tabla 18	$R_{Ax} = 151.83 \text{ N}$
Reacción rodamiento B en la dirección x	De la tabla 18	$R_{Bx} = 117.58 \text{ N}$
Reacción rodamiento A en la dirección y	De la tabla 18	$R_{Ay} = 36.56 \text{ N}$
Reacción rodamiento B en la dirección y	De la tabla 18	$R_{By} = 18.28 \text{ N}$
Reacción rodamiento A en la dirección z- Carga axial	De la tabla 18	$R_{Az} = F_a = 11.42 \text{ N}$
Carga radial Rodamiento 6202 ZZ, posición A	$P_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$	$P_{rA} = 156.17 \text{ N}$
Factor de velocidad	Figura 14.22, Anexo G Para 180 rpm.	$f_n = 0.6$
Capacidad de carga dinámica Rodamiento	Anexo G, tabla características	$C_r = 7750 \text{ N}$

RODAMIENTOS EN EL EJE DEL ENGRANAJE CONICO.		
6202 ZZ, posición A	rodamiento de bolas	
Factor de vida Rodamiento 6202 ZZ, posición A	$f_h = f_n * \frac{C_r}{P_{rA}}$	$f_h = 29.77$
Vida nominal Rodamiento 6202 ZZ, posición A	$L_{10} = 500 * f_h^3$	$L_{10} = 1319848 \text{ horas}$
Vida ajustada	$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10}$	$L_{na} = 124569 \text{ horas}$
Factor de confiabilidad	Anexo G, Tabla 3.2 Confiabilidad 99%	$a_1 = 0.21$
Factor de características del rodamiento	Anexo G, tabla 3.3	$a_2 = 1$
Factor de condiciones de operación	Lubricante contaminado con materia extraña o humedad.	$a_3 = 0.5$
Vida nominal Rodamiento 6202 ZZ, posición B	$L_{10} = 500 * f_h^3$	$L_{10} = 29659500 \text{ horas}$
Vida ajustada	$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10}$	$L_{na} = 1186380 \text{ horas}$
Factor de confiabilidad	Anexo G, Tabla 3.2 Confiabilidad 99%	$a_1 = 0.21$
Factor de características del rodamiento	Anexo G, tabla 3.3	$a_2 = 1$
Factor de condiciones de operación	Lubricante contaminado con materia extraña o humedad.	$a_3 = 0.2$

Fuente: Autores

Para el rodamiento en la posición A, la vida nominal es **124569** horas y para el rodamiento en la posición B, es de **1186380** horas. La vida nominal de estos

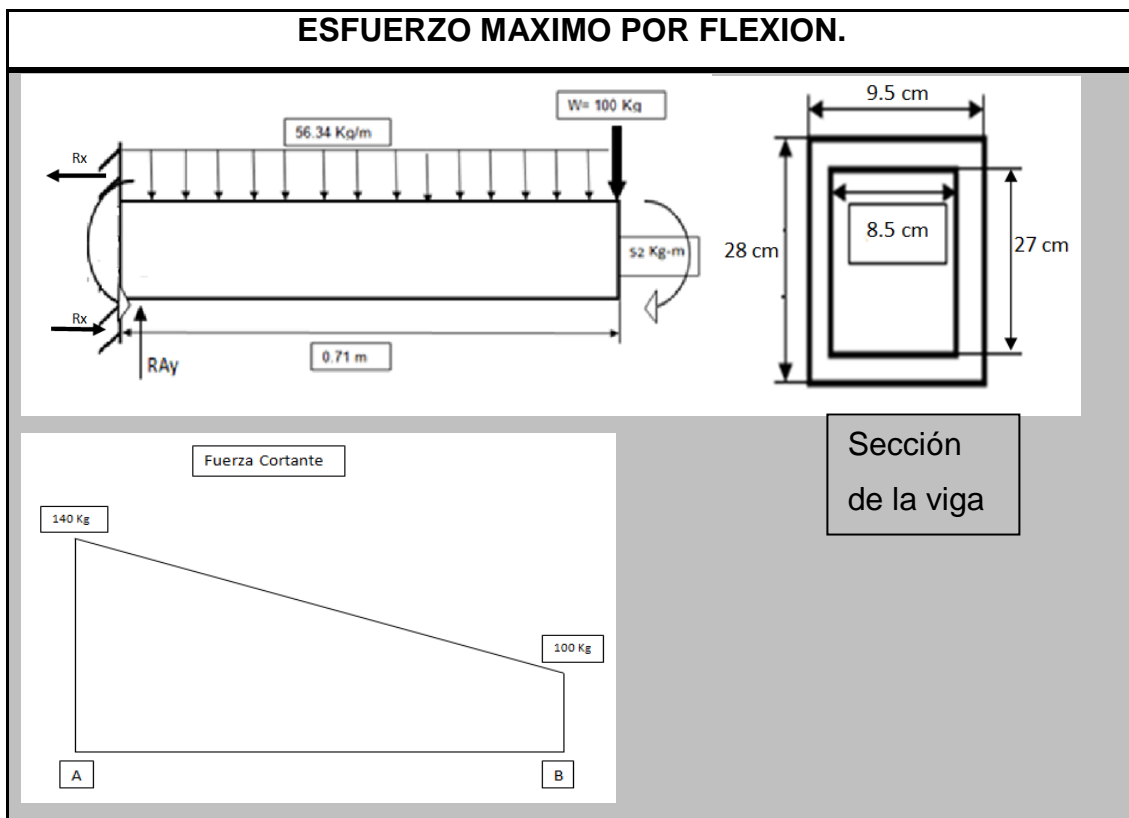
rodamientos es elevada debido a la baja velocidad a la cual funcionan y a las pequeñas cargas que soportan.

5.2 DISEÑO Y CALCULO DEL SISTEMA DE POSICIONAMIENTO.

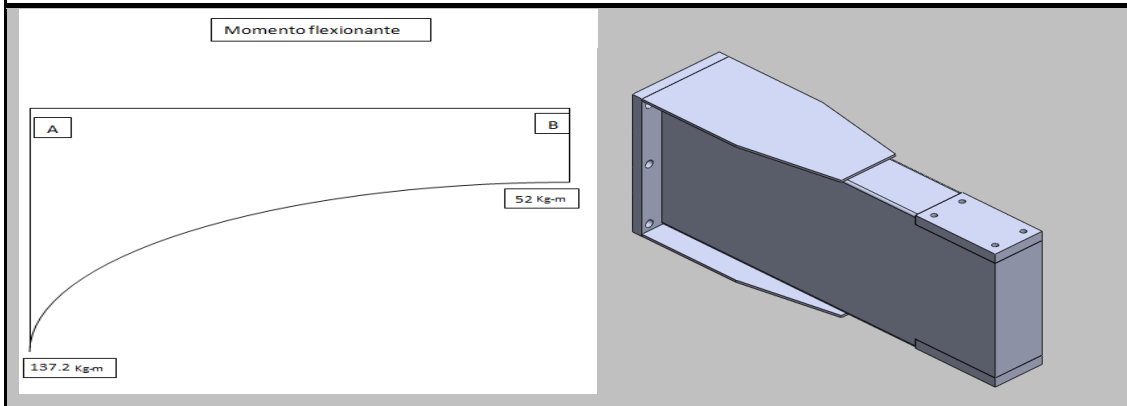
5.2.1 Diseño brazo

En la tabla 21 se observan las diferentes cargas y momentos que soporta el brazo y la sección de la viga, se hace un cálculo de los esfuerzos y por medio de la teoría de la deflexión máxima se verifica el diseño.



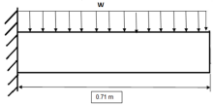
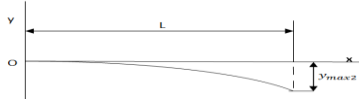

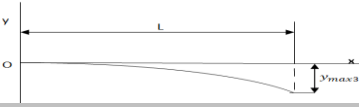
Tabla 21. Esfuerzo por flexión y deflexión máxima.



ESFUERZO MAXIMO POR FLEXION.



Parámetro	Ecuación	Valor
Momento flexionante en A	Momento máximo	$M_A = 137.2 \text{ Kg} - m$
Fuerza cortante en A	$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$ $R_{Ay} - 100\text{Kg} - 40\text{Kg} = 0$	$R_{Ay} = 140\text{Kg}$
Reacción en dirección x	<i>Momentos</i>	$R_x = 507.4 \text{ Kg}$
Momento de Inercia sección compuesta	$I_{zz} = I_{0 T} - I_{0 H}$	$I_{zz} = 3436.54 \text{ cm}^4$
Momento de inercia sección total	$I_{0 T} = \frac{bh^3}{12}$	$I_{0 T} = 17378.67 \text{ cm}^4$
Momento de inercia sección interior (hueco)	$I_{0 H} = \frac{bh^3}{12}$	$I_{0 H} = 13942.13 \text{ cm}^4$
Distancia desde el eje neutro hasta la fibra más alejada	No aplica	$c = 14 \text{ cm}$
Esfuerzo a la fluencia	Figura 34	$\sigma_y = 250 \text{ MPa}$

ESFUERZO MAXIMO POR FLEXION.		
Esfuerzo máximo por flexión	$\sigma_{max} = \frac{M_A c}{I_{zz}}$	$\sigma_{max} = 5589342.76 \frac{N}{m^2}$ $= 5.59 MPa$
Factor de seguridad	$F_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}}$	$F_s = 44.72$
Modulo de elasticidad	No aplica	$E = 200 GPa$
Deflexión máxima total	$y_{max t} = y_{max 1} + y_{max 2} + y_{max 3}$	$y_{max t} = 0.054 mm$
Deflexión máxima uno 	$y_{max 1} = -\frac{PL^3}{3EI}$ 	$y_{max 1} = -0.017 mm$
Deflexión máxima dos 	$y_{max 2} = -\frac{wL^4}{8EI}$ 	$y_{max 2} = -0.018 mm$
Deflexión máxima tres 	$y_{max 3} = -\frac{ML^2}{2EI}$ 	$y_{max 3} = -0.019 mm$

Fuente: Autores

Según la figura 34 para un acero estructural (ASTM-A36) el esfuerzo de fluencia o límite elástico es de **250 Mpa**, este valor supera el esfuerzo máximo por flexión $\sigma_{max} = 5.59 MPa$ con seguridad se puede utilizar este material para el brazo. El antebrazo está sometido a menores cargas y esfuerzos, así que se usara el mismo material, de esta manera se tendrá menos desperdicio de material y una menor deflexión en el antebrazo.

Para el diseño de bastidores y estructuras se recomienda una deflexión inferior a 0.0005 mm/mm de longitud de la viga en elementos de máquina con cierta precisión. Para nuestro caso la deflexión máxima aceptable es 0.36 [mm] (0.0005 x 710) y se presenta $y_{max} = 0.054 \text{ mm}$, esto genera confianza para utilizar el material en los brazos sin riesgo a falla alguna.

Figura 34. Propiedades laminas y planchas Hot Rolled.

Acero ESTRUCTURAL

Láminas y planchas HOT ROLLED

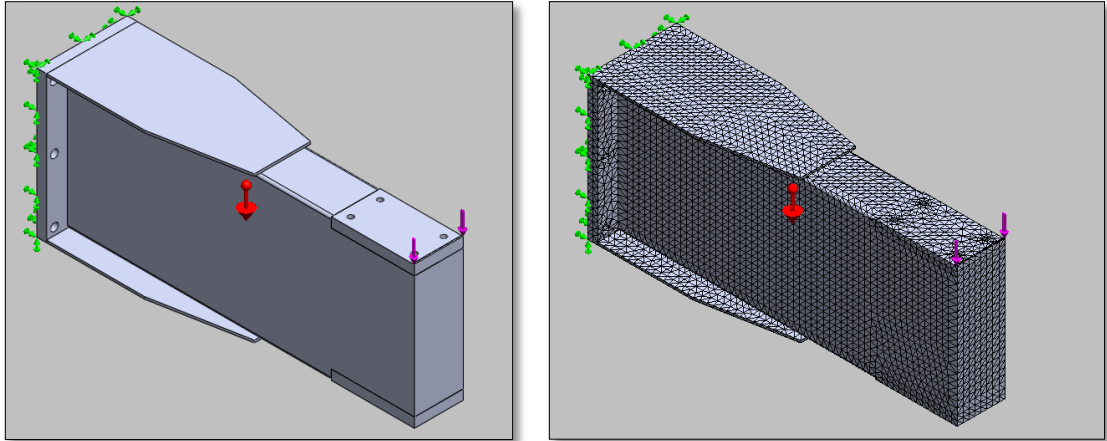
Aplicaciones	DESIGNACION	COMPOSICION QUIMICA					PROPIEDADES MECANICAS				
		ASTM	C	Mn	Si	S máx	P máx	Resistencia a la Tracción	Limite Elástico	Alargamiento %	
										200mm	50mm
Estructuras en General	A-36	0.29 máx	0.8-1.2	0.2	0.05	0.05	41-56 kg/mm ²	23-25 kg/mm ²	20	23	
Tanques almacenamiento	A-283 Gr.C	0.18 máx	0.5 - 0.9	0.3	0.03	0.03	39-46 kg/mm ²	21 kg/mm ²	20	23	
Construcción naval en general	A-131 Gr.A	0.26	0.7-1.35	0.35	0.04	0.04	41-50 kg/mm ²	23 kg/mm ²	21	24	
Recipientes a presión para servicios a temperatura intermedias y altas.	A-516 Gr.70	0.28 máx *	0.85 - 1.2 máx	0.15 - 0.40	0.035	0.035	49-63 kg/mm ²	26.5 kg/mm ²	17	21	
Lámina de alto limite elástico (Maxdur A-690)	A-514 Gr. Q	0.20-0.24	1.60 máx	0.5	Cr / Ni 1.5 / 1.35	Mo / Cu 0.6 / 0.5	78-96 kg/mm ²	71 kg/mm ²	14		
A 572	A-572 Gr 50	0.23 máx	1.35 máx	0.4 máx	0.05	0.04	49 kg/mm ²	35 kg/mm ²	18	21	

* Para espesores hasta 2 pulgadas.

Fuente: <http://www.cga.com.co>

Posteriormente se realiza un análisis CAE de la pieza para obtener el esfuerzo y el desplazamiento máximo, también el factor de seguridad.

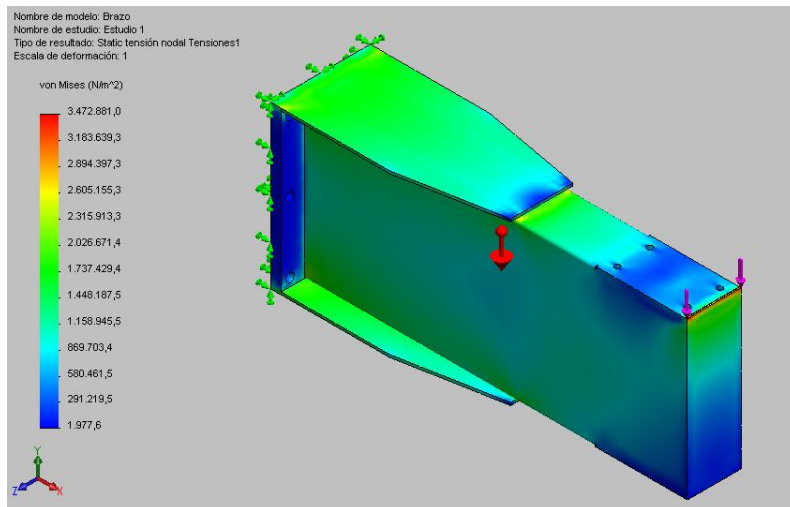
Figura 35. Análisis CAE brazo, fuerza aplicada y malla



Fuente: Autores

Se obtiene un esfuerzo máximo que se da en el área de contacto entre el brazo y antebrazo, corresponde a 3.47 MPa.

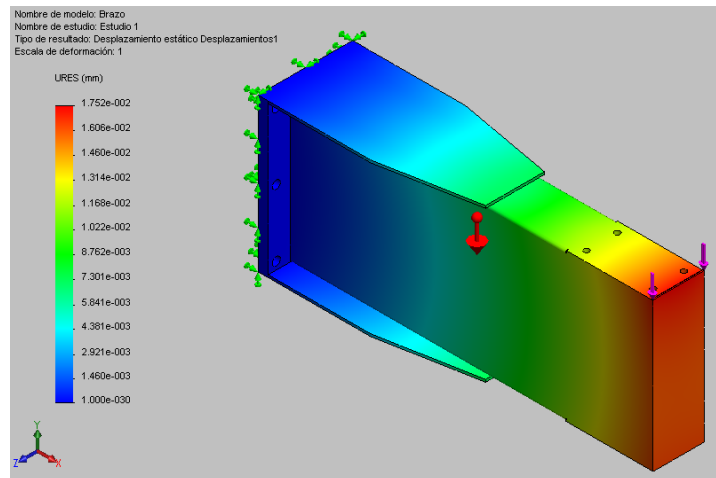
Figura 36. Análisis CAE brazo, esfuerzo máximo



Fuente: Autores

El desplazamiento máximo corresponde a 17.5 μm y se presenta en un extremo del brazo, donde se une este con el antebrazo.

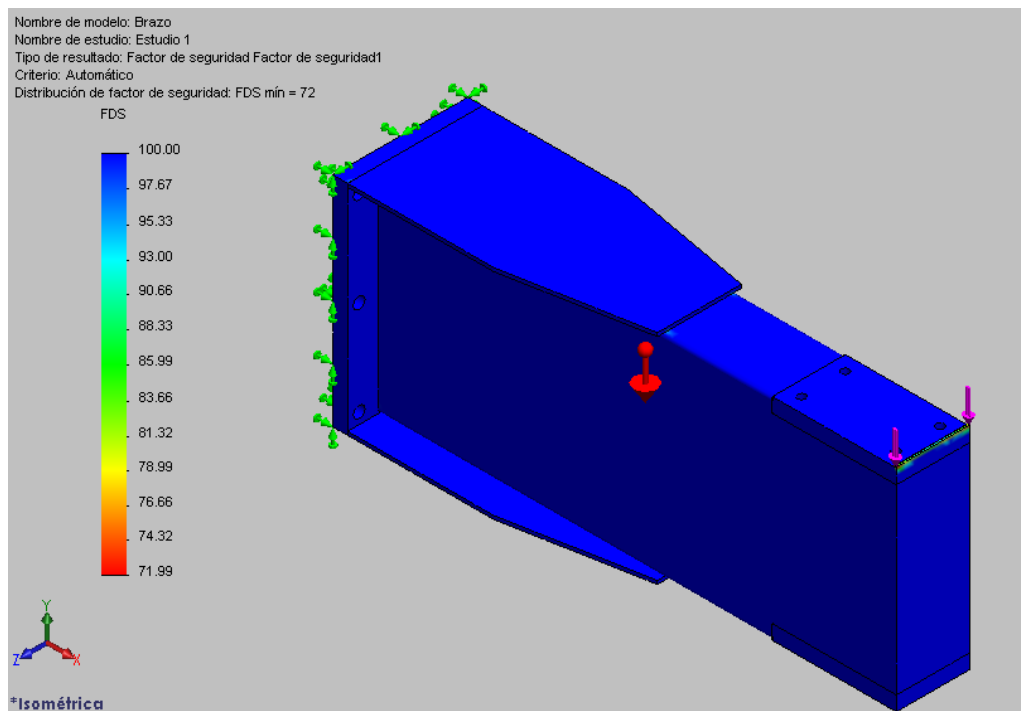
Figura 37. Análisis CAE brazo, desplazamiento máximo



Fuente: Autores

Siendo el material de la pieza un acero (ASTM-A36), donde el esfuerzo de fluencia es de 250 Mpa se tiene un factor de seguridad superior a 71.

Figura 38. Análisis CAE brazo, factor de seguridad

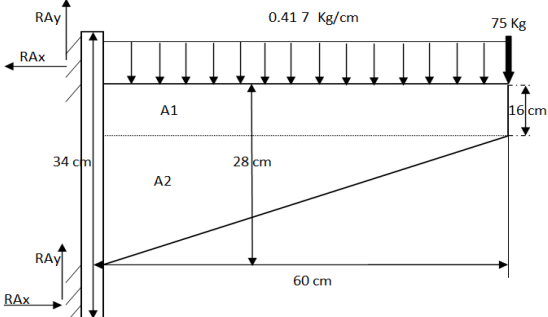


Fuente: Autores

5.2.2 Fuerzas en el antebrazo.

El antebrazo está sometido a menores cargas y esfuerzos que el brazo, así que se usara el mismo material, de esta manera se tendrá menos desperdicio de material y una menor deflexión en el antebrazo.

Tabla 22: Calculo Reacciones antebrazo

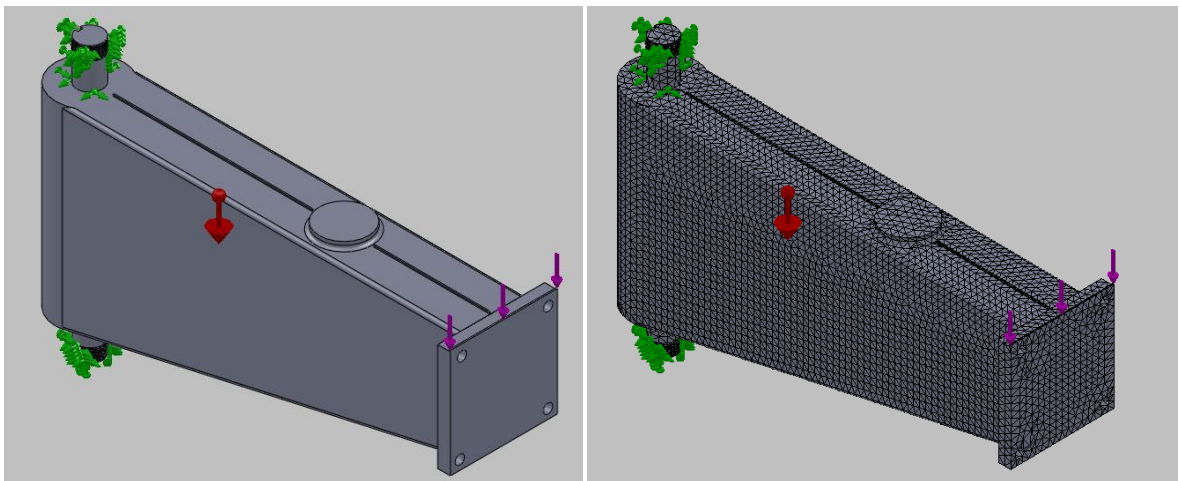
ANALISIS DE REACCIONES EN EL ANTEBRAZO			
			
Sección	Área (cm ²)	X(cm)	Ax(cm ³)
Rectangular	A ₁ = 960	30	28800
Triangular	A ₂ =840	20	16800
	ΣA= 1800		ΣAx = 45600
Parámetro	Ecuación	Valor	
Centroide del elemento	$x = \frac{A_x}{A}$	$x = 25.3 \text{ cm}$	
Reacción punto A en dirección x	$\sum M_A = 0 \quad \cup +$ $75 * 0.6 + 25 * x - R_{Ax} * 0.17 - R_{Ax} * 0.17 = 0$	$R_{Ax} = 150.74 \text{ Kg}$ $= 1507.4 \text{ N}$	
Reacción punto A en dirección y	$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$ $2R_{Ay} - 75 - 25 = 0$	$R_{Ay} = 50 \text{ Kg}$ $= 500 \text{ N}$	
Momento máximo	<i>Momentos</i>	$M_A = 52 \text{ N} * \text{m}$	

Fuente: Autores

Las reacciones calculadas en la tabla 22 son necesarias para calcular la vida de los rodamientos en el antebrazo.

A continuación se procede en SOLIDWORKS hacer un estudio del antebrazo para calcular esfuerzo y desplazamiento máximo y un aproximado del factor de seguridad.

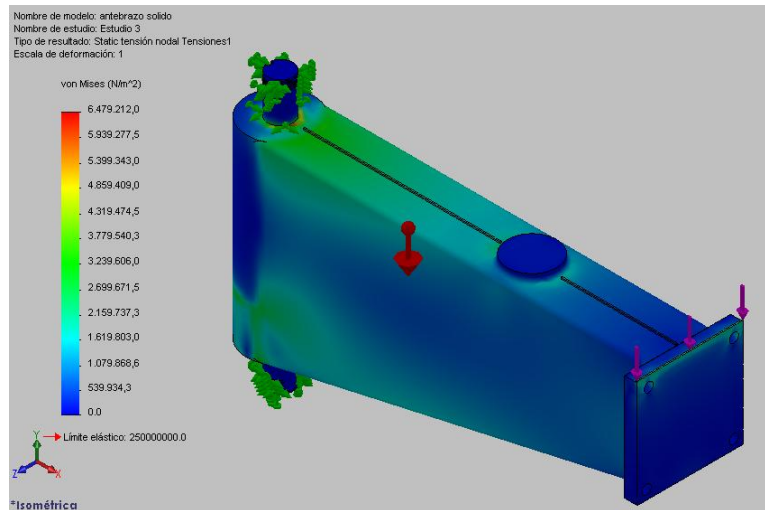
Figura 39. Análisis CAE antebrazo, fuerza aplicada y malla



Fuente: Autores

El máximo valor de esfuerzo al que es sometido el antebrazo de la biseladora pulidora de formas bajo carga es 6.48 MPa. El esfuerzo de fluencia del material (ASTM-A36) es de 250 Mpa lo que certifica que la pieza no falla con las cargas aplicadas.

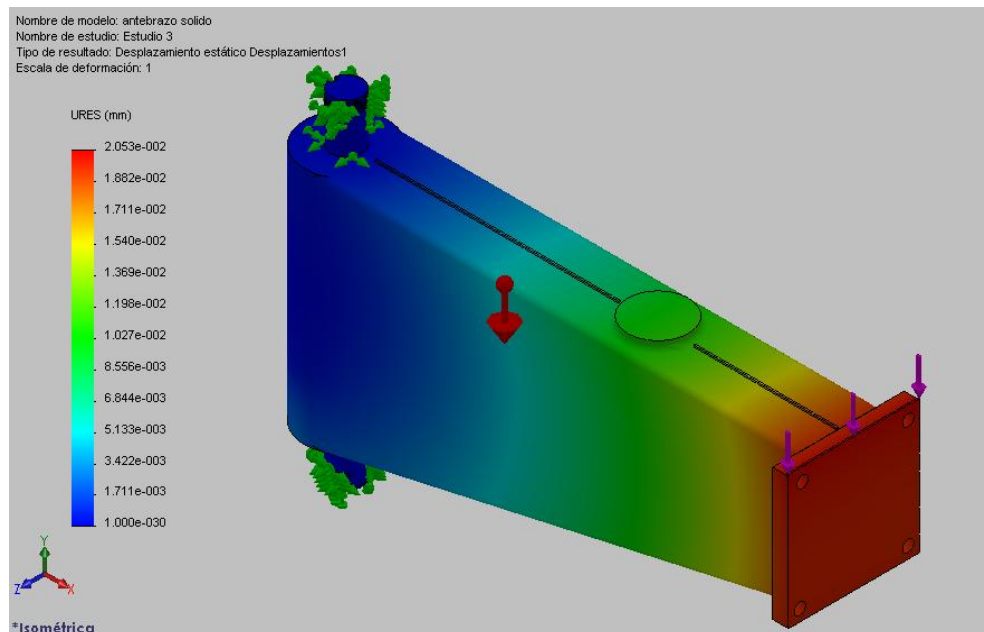
Figura 40. Análisis CAE antebrazo, esfuerzo máximo



Fuente: Autores

El análisis revela un valor de 20 µm, este desplazamiento es bajo garantizando el diseño.

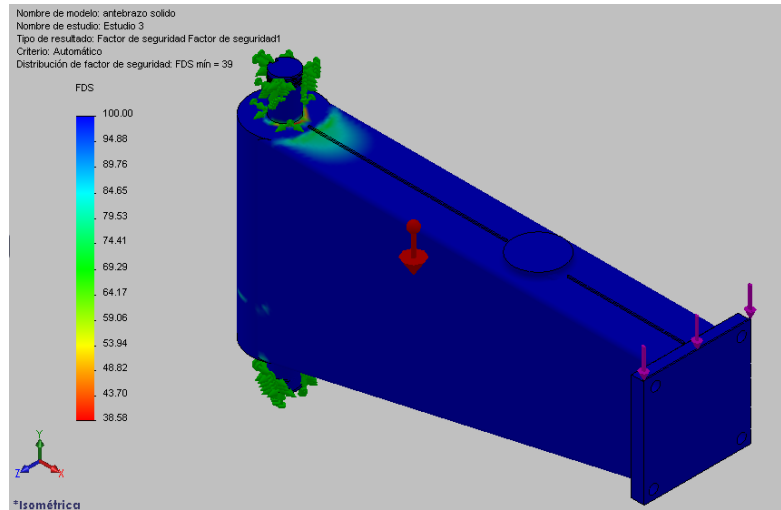
Figura 41. Análisis CAE antebrazo, desplazamiento máximo



Fuente: Autores

El resultado del estudio arroja un factor de seguridad de 38.58, certificando la confiabilidad del antebrazo.

Figura 42. Análisis CAE antebrazo, factor de seguridad

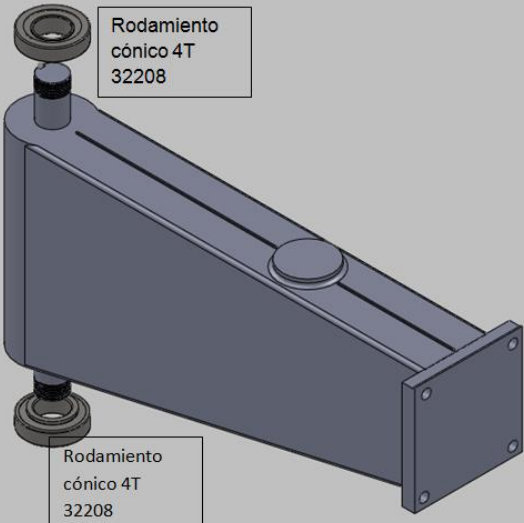


Fuente: Autores

5.2.3 Selección rodamientos articulación del brazo-antebrazo

Los rodamientos que se utilizan en la unión del brazo y el antebrazo son rodamientos de rodillos cónicos, soportan carga axial y radial. En la tabla 23 se puede observar la ubicación de los rodamientos en el eje del antebrazo.

Tabla 23. Selección rodamientos articulación Brazo - Antebrazo.

RODAMIENTOS EN LA ARTICULACION DEL BRAZO - ANTEBRAZO.		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Velocidad angular del eje	No aplica	$n = 60 \text{ RPM}$ $= 6.28 \text{ rad/s}$
Carga radial Rodamiento 4T-32208, posición A	De la tabla 22 reacción punto A en dirección x	$R = 1507.4 \text{ N}$
Carga axial o de empuje Rodamiento 4T-32208, posición A	De la tabla 22 reacción punto A en dirección y	$T = 1000 \text{ N}$
Factor de velocidad	Figura 14.22, Anexo G Para 60 rpm.	$f_n = 0.85$
Capacidad de carga dinámica Rodamiento 4T-32208, posición A	Anexo G, tabla características rodamiento de rodillos cónicos	$C_r = 79500 \text{ N}$
Factor de vida Rodamiento 4T-32208, posición A	$f_h = f_n * \frac{C_r}{P}$	$f_h = 28.8$
Carga equivalente	$P = VX R + YT$	$P = 2344.14 \text{ N}$
Factor de rotación	Cuando gira la pista interior del rodamiento.	$V = 1$
Factor radial	Anexo G, tabla de	$X = 0.56$

RODAMIENTOS EN LA ARTICULACION DEL BRAZO - ANTEBRAZO.		
	factores de carga radial y de empuje	
Factor de empuje	Anexo G, tabla de factores de carga radial y de empuje	$Y = 1.5$
Vida nominal Rodamiento 4T-30208, posición A	$L_{10} = 500 * f_h^3$	$L_{10} = 11943936 \text{ horas}$
Vida ajustada	$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10}$	$L_{na} = 501645.31 \text{ horas}$
Factor de confiabilidad	Anexo G, Tabla 3.2 Confiabilidad 99%	$a_1 = 0.21$
Factor de características del rodamiento	Anexo G, tabla 3.3	$a_2 = 1$
Factor de condiciones de operación	Lubricante contaminado con materia extraña o humedad.	$a_3 = 0.2$

Fuente: Autores

El rodamiento en la posición B es de la misma referencia que el rodamiento en la posición A, las cargas que soportan los rodamientos son similares.

La vida nominal en los rodamientos es prolongada debido a que trabajan a un mínimo de revoluciones y la carga equivalente que soporta en comparación con la capacidad de carga dinámica del rodamiento es baja.

5.2.4 Calculo tornillos de sujeción del brazo.




El brazo está sometido a esfuerzos cortantes, de torsión y flexión, los sujetadores roscados deben resistir estos esfuerzos.

El esfuerzo cortante sobre los tornillos es debido a un esfuerzo cortante directo y un esfuerzo cortante torsional y el esfuerzo normal se da por la flexión en el brazo.

Como referencia se tiene que el tornillo corresponde a un grado SAE 5 con un esfuerzo a la fluencia de 92 Ksi, siendo el tamaño del sujetador de 1/2”.

Tabla 24. Grados SAE para tornillos.

TABLA 18-1 Grados SAE de aceros para sujetadores

Grado número	Tamaños de perno (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Marcas en la cabeza
1	1/4 - 1½	60	36	33	Ninguna
2	1/4 - 3/4	74	57	55	Ninguna
	>3/4 - 1½	60	36	33	
4	1/4 - 1½	115	100	65	Ninguna
5	1/4 - 1	120	92	85	
	>1 - 1½	105	81	74	
7	1/4 - 1½	133	115	105	
8	1/4 - 1½	150	130	120	

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

El área resistente a la tensión aproximada es de 84.3 [mm²] como se puede apreciar en la siguiente tabla.

Tabla 25: Dimensiones de roscas métricas.

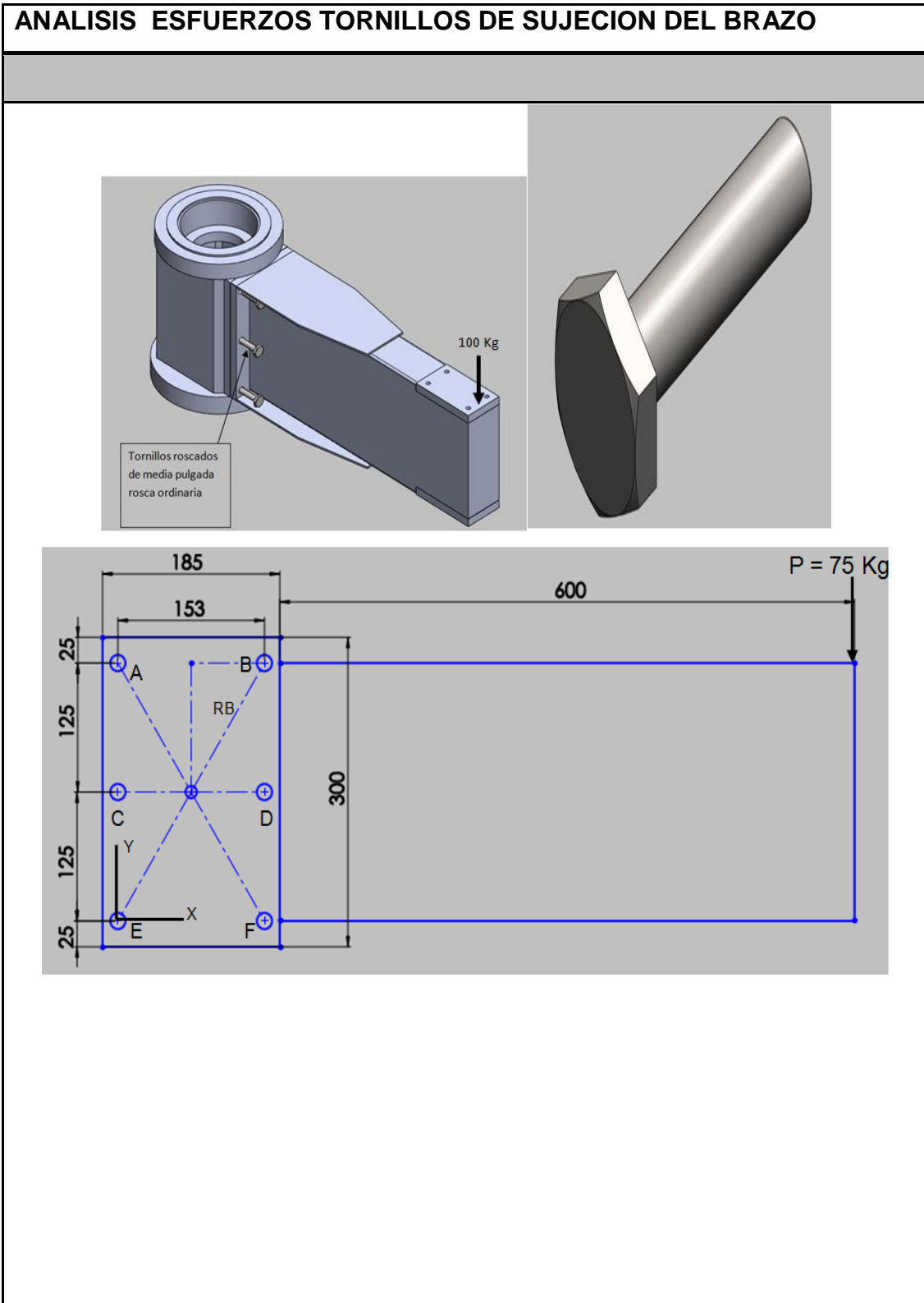
TABLA 18-4 Dimensiones de roscas estándar americanas

A. Tamaños numerados					
Tamaño	Diámetro mayor básico (pulg)	Roscas gruesas: UNC		Roscas finas: UNF	
		Roscas por pulg	Área de esfuerzo de tensión (pulg ²)	Roscas por pulg	Área de esfuerzo de tensión (pulg ²)
0	0.0600			80	0.001 80
1	0.0730	64	0.00263	72	0.002 78
2	0.0860	56	0.00370	64	0.003 94
3	0.0990	48	0.00487	56	0.005 23
4	0.1120	40	0.00604	48	0.006 61
5	0.1250	40	0.00796	44	0.008 30
6	0.1380	32	0.00909	40	0.010 15
8	0.1640	32	0.0140	36	0.014 74
10	0.1900	24	0.0175	32	0.0200
12	0.2160	24	0.0242	28	0.0258
B. Tamaños fraccionarios					
1/4	0.2500	20	0.0318	28	0.0364
5/16	0.3125	18	0.0524	24	0.0580
3/8	0.3750	16	0.0775	24	0.0878
7/16	0.4375	14	0.1063	20	0.1187
1/2	0.5000	13	0.1419	20	0.1599
9/16	0.5625	12	0.182	18	0.203
5/8	0.6250	11	0.226	18	0.256
3/4	0.7500	10	0.334	16	0.373
7/8	0.8750	9	0.462	14	0.509
1	1.000	8	0.606	12	0.663

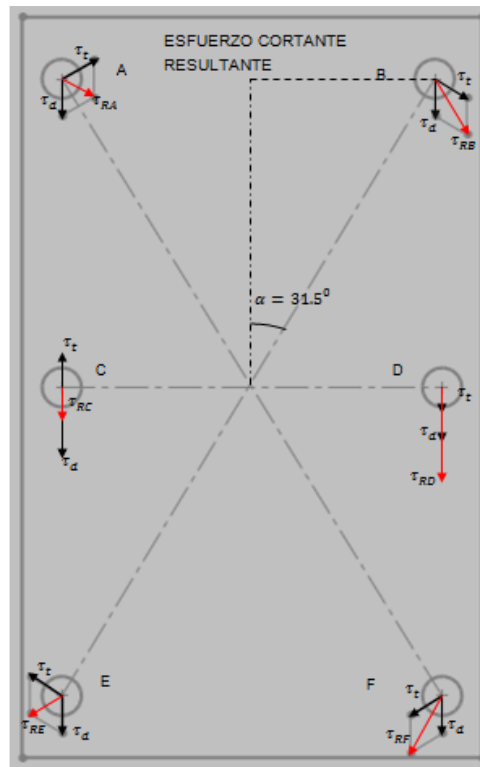
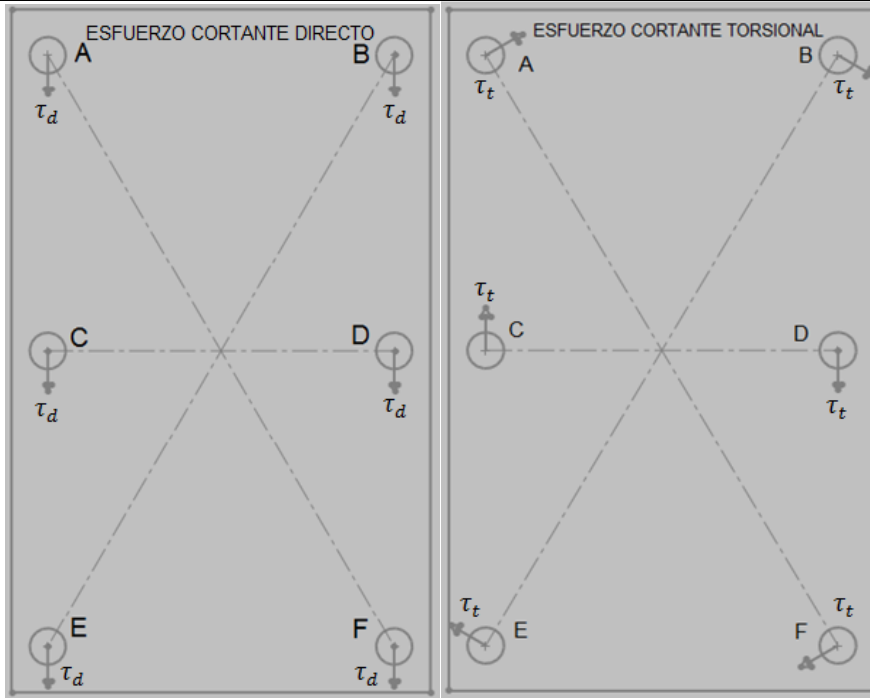
Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

En la tabla 26 se calculan los diferentes esfuerzos presentes en los sujetadores roscados.

Tabla 26: Análisis de esfuerzos en los tornillos de sujeción del brazo.



ANALISIS ESFUERZOS TORNILLOS DE SUJECION DEL BRAZO



ANALISIS ESFUERZOS TORNILLOS DE SUJECION DEL BRAZO		
Parámetro	Ecuación	Valor
Esfuerzo cortante directo	$\tau_d = \frac{F_{corte}}{A_{corte}}$	$\tau_d = 913043.4 \frac{kg}{m^2}$
Fuerza de corte	De la tabla 21	$F_{corte} = 140 Kg$
Diámetro tornillos	No aplica	$D = \frac{1}{2}''$
Área de corte	$A_{corte} = 6 * \pi * r^2$	$A_{cor} = 0.00092m^2$
Centroide grupo de sujetadores roscados	$x = \frac{A_i * x_i}{A_i}$ $y = \frac{A_i * y_i}{A_i}$	$x = 0.0765 m$ $y = 0.125 m$
Distancia desde el centro de los tornillos hasta el centroide	$R_A = R_B = R_E = R_F$ $= \sqrt{0.125^2 + 0.0765^2}$	$R_A = 0.1465 m$ $R_C = R_D = 0.076m$
Par de torsión debido a la carga excéntrica	$T = P * L$	$T = 52 Kg - m$
Esfuerzo cortante debido a la carga de torsión	$\tau_{tA} = \tau_{tB} = \tau_{tE} = \tau_{tF}$ $\tau_{tA} = \frac{T r_i}{r_j^2 A_j}$ $\tau_{tC} = \tau_{tD}$	τ_{tA} $= 373240.56 \frac{Kg}{m^2}$ τ_{tC} $= 193725.49 \frac{Kg}{m^2}$
Segundo momento de inercia o momento de inercia de área	$J = r_j^2 A_j$	$J = 0.0000204 m^4$
Componentes X de los esfuerzos de torsión	$\tau_{tAx} = \tau_{tFx} = \tau_{tBx} = \tau_{tEx}$ $\tau_{tAx} = \tau_{tA} * \cos\alpha$	τ_{tAx} $= 318239.8 \frac{Kg}{m^2}$

ANALISIS ESFUERZOS TORNILLOS DE SUJECION DEL BRAZO		
Componentes Y de los esfuerzos de torsión	$\tau_{tAy} = \tau_{tFy} = \tau_{tBy} = \tau_{tEy}$ $\tau_{tAy} = \tau_{tA} * \text{sen}\alpha$	τ_{tAy} $= 195017.6 \frac{Kg}{m^2}$
Esfuerzo cortante resultante en los seis tornillos	$\tau_A = \tau_E$ $\tau_A = \sqrt{\tau_{tAx}^2 + \tau_d - \tau_{tAy}^2}$ $\tau_B = \tau_F$ $\tau_B = \sqrt{\tau_{tBx}^2 + \tau_d + \tau_{tBy}^2}$ $\tau_C = \tau_d - \tau_{tC}$	$\tau_A = 785390.1 \frac{Kg}{m^2}$ τ_B $= 1152855.5 \frac{Kg}{m^2}$ $\tau_C = 719317.9 \frac{Kg}{m^2}$ τ_D $= 1106768.9 \frac{Kg}{m^2}$
Fuerza cortante	$P_B = P_F = \tau_B * A$	$P_B = 176.77 Kg$
Resistencia a la fluencia	De la tabla 24	$S_y = 92 Ksi$
Esfuerzo cortante permisible	$\tau_{perm} = 0.4 S_y$	$\tau_{perm} = 36.8 Ksi$ $= 2587 \frac{Kg}{cm^2}$
Factor de seguridad que protege contra el cortante a los tornillos	$n_s = \frac{\tau_{perm}}{\tau_B}$	$n_s = 22.44$
Flexión del miembro	$M = Q * L$	$M = 71 Kg - m$
Inercia	$I = \frac{1}{12} * b * h^3 - 6$ $* \frac{1}{4} * \pi * r^4$	$I = 0.00042 m^4$
Esfuerzo flexionante en el tornillo B	$\sigma_B = \frac{M * c}{I}$	$\sigma_B = 2.54 \frac{Kg}{cm^2}$

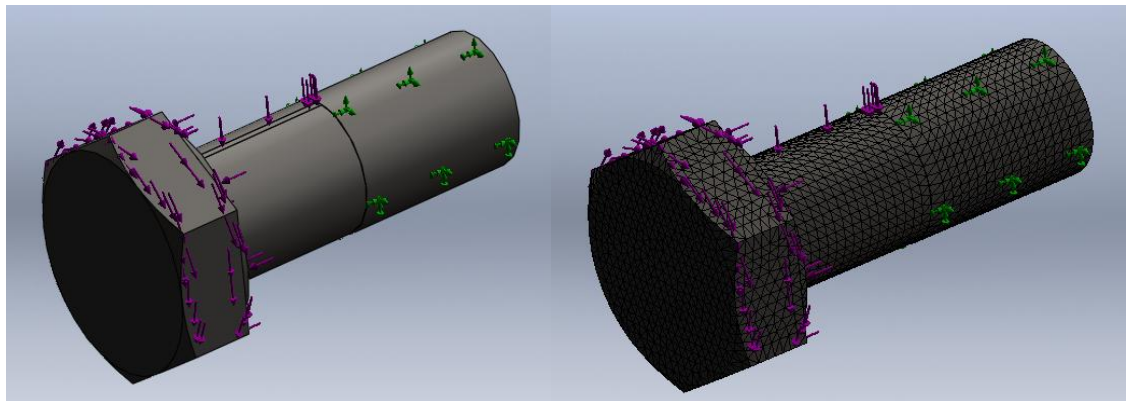
ANALISIS ESFUERZOS TORNILLOS DE SUJECION DEL BRAZO		
Esfuerzo permisible debido a la flexión	$\sigma_{per} = 0.6 S_y$	$\sigma_{per} = 55.2 Ksi$ $= 3880.56 \frac{Kg}{cm^2}$
Factor de seguridad que protege contra la flexión	$n_s = \frac{\sigma_{per}}{\sigma_B}$	$n_s = 1530.36$
Diámetro mayor de la rosca	No aplica	$D_e = 12 [mm]$
Fuerza normal	De la tabla 21, reacción en dirección x	$N = 846 [N]$
Paso de la rosca ordinaria acero grado 5	De la tabla 25	$P = 1.75 [mm]$
Constante que depende de la lubricación presente	Roscas limpias y secas.	$K = 0.2$
Par torsional de apriete	$T = K * D_e * P$	$T = 2 [N * m]$

Fuente: Autores

Si la falla ocurre, primero ocurrirá por el cortante en los tornillos. Sin embargo, como el factor de seguridad que protege contra el cortante en los tornillos es 22.44, es muy improbable que ocurra la falla.

El siguiente análisis se hizo con ayuda del software CAD-CAE SolidWorks-CosmoWorks, se ubican los valores de fuerzas, momentos y apoyos en los lugares respectivos teniendo en cuenta el análisis estático

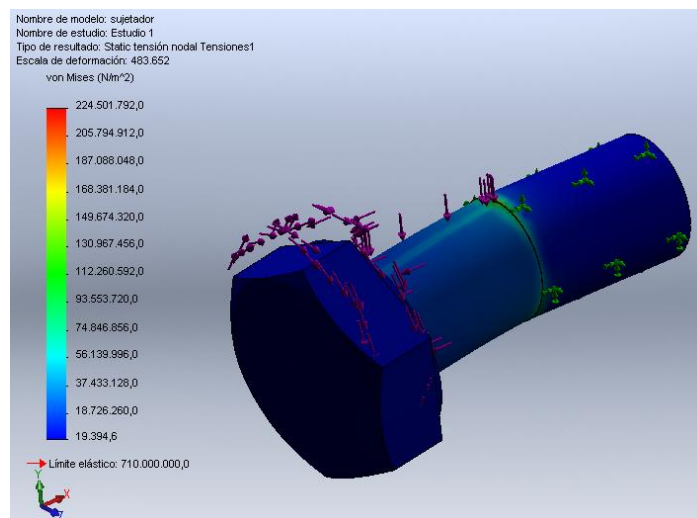
Figura 43. Análisis CAE sujetadores roscados brazo, fuerzas y malla, ubicación fuerzas, momento torsor y apoyos



Fuente: Autores

Del análisis CAE se obtiene un esfuerzo máximo de 224 MPa inferior al límite elástico del tornillo, se da en el área de la rosca más cercana a la cabeza del tornillo.

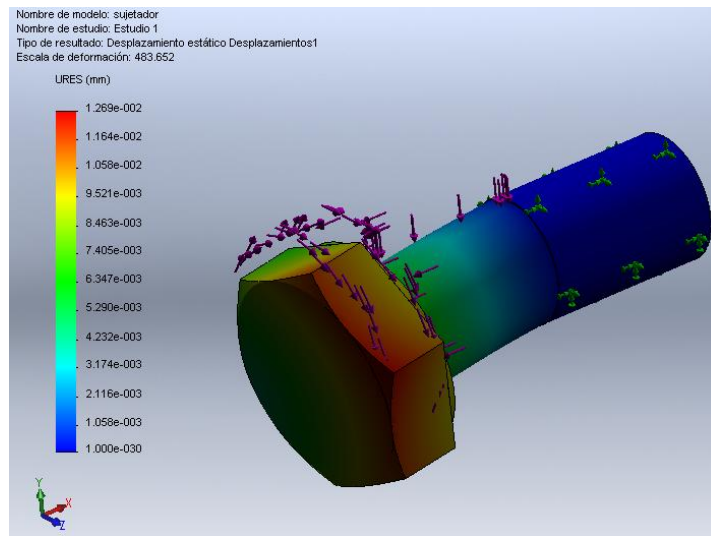
Figura 44. Análisis CAE sujetadores roscados brazo, esfuerzo máximo



Fuente: Autores

El desplazamiento máximo que presenta el tornillo de sujeción es de 0.126 μm .

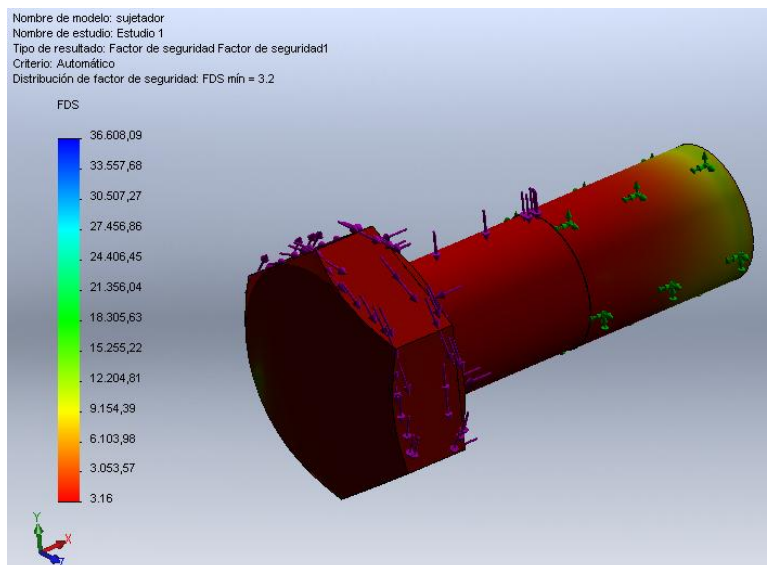
Figura 45. Análisis CAE sujetadores roscados brazo, desplazamiento máximo



Fuente: Autores

Para el tornillo que corresponde a un grado SAE 5 y esta hecho de acero al carbono templado y revenido con un esfuerzo a la fluencia de 92 Ksi, el estudio presenta un factor de seguridad de 3.2 brindando una confiabilidad de los pernos.

Figura 46. Análisis CAE sujetadores roscados brazo, factor de seguridad



Fuente: Autores

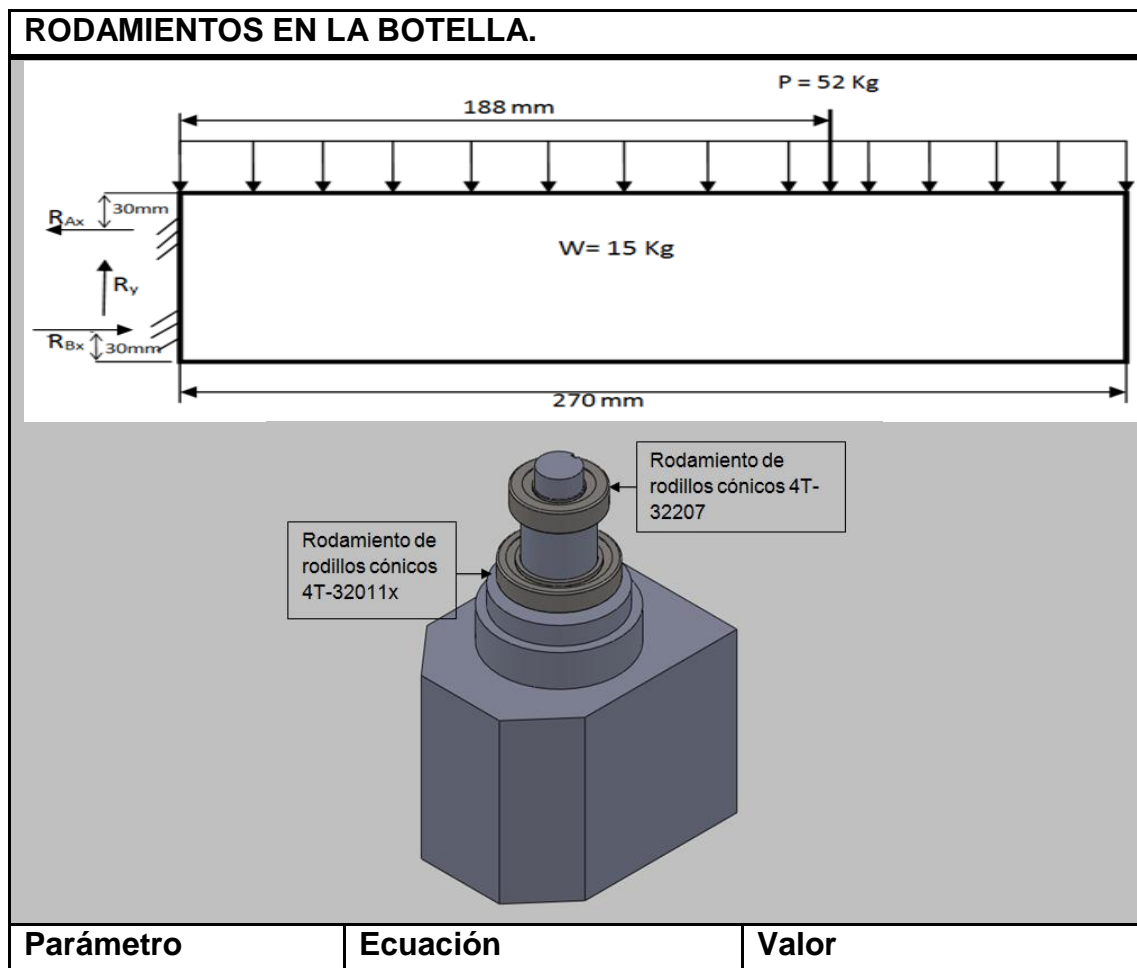
5.2.5 Selección rodamientos en la botella.

Para seleccionar los rodamientos que se necesitan en la botella, hay que calcular las reacciones en el eje de la botella.

La posición de los rodamientos en el eje genera que todo el peso lo soporte el rodamiento **4T-32011x**.

En la tabla 27 se muestran las diferentes cargas a que están sometidos los rodamientos de la botella.

Tabla 27. Reacciones y rodamientos en la botella



RODAMIENTOS EN LA BOTELLA.		
Reacción en dirección x $R_{Bx} = R_{Ax}$	$\sum M_A = 0 \quad \curvearrowright +$ $52 * 0.188 + 15 * 0.135$ $- R_{Ax}$ $* 0.03$ $- R_{Bx} * 0.03$ $= 0$	$R_{Ax} = 196.68 \text{ Kg}$ $= 1966.8 \text{ N}$
Reacción en dirección Y	$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$ $R_y - 52 - 15 = 0$	$R_y = 67 \text{ Kg} = 670 \text{ N}$
Velocidad angular pista exterior del rodamiento	No aplica	$n = 120 \text{ RPM}$ $= 12.57 \text{ rad/s}$
Carga radial Rodamiento 4T-32011x, posición B	No aplica	$R = 1966.8 \text{ N}$
Carga axial o de empuje Rodamiento 4T-32011x , posición B	No aplica	$T = 670 \text{ N}$
Factor de velocidad	Figura 14.22, Anexo G Para 120 rpm.	$f_n = 0.7$
Capacidad de carga dinámica Rodamiento 4T-32011x , posición B	Anexo G, tabla características rodamiento de rodillos cónicos con un Diámetro interno de 55 mm	$C_r = 80500 \text{ N}$
Factor de vida Rodamiento 4T-32011x , posición B	$f_h = f_n * \frac{C_r}{P}$	$f_h = 24.21$
Carga equivalente	$P = VXR + YT$	$P = 2326.69 \text{ N}$
Factor de rotación	Cuando gira la pista exterior del rodamiento.	$V = 1.2$
Factor radial	Anexo G, tabla de factores de carga radial y de empuje	$X = 0.56$

RODAMIENTOS EN LA BOTELLA.		
Factor de empuje	Anexo G, tabla de factores de carga radial y de empuje	$Y = 1.5$
Vida nominal Rodamiento 4T-32011x , posición B	$L_{10} = 500 * f_h^3$	$L_{10} = 7102908 \text{ horas}$
Vida ajustada	$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10}$	$L_{na} = 447483.2 \text{ horas}$
Factor de confiabilidad	Anexo G, Tabla 3.2 Confiabilidad 99%	$a_1 = 0.21$
Factor de características del rodamiento	Anexo G, tabla 3.3	$a_2 = 1$
Factor de condiciones de operación	Lubricante contaminado con materia extraña o humedad, velocidad de rotación particularmente baja.	$a_3 = 0.3$

Fuente: Autores

El buen funcionamiento de la máquina depende en gran parte de las condiciones de los rodamientos, porque son estos los que permiten que sea fácil de maniobrar y ayudan a la alineación de la maquina. Por esto se deben manejar factores de confiabilidad altos, y tener en cuenta un factor que involucre agentes externos como la humedad y material particulado que afecta la vida del rodamiento.

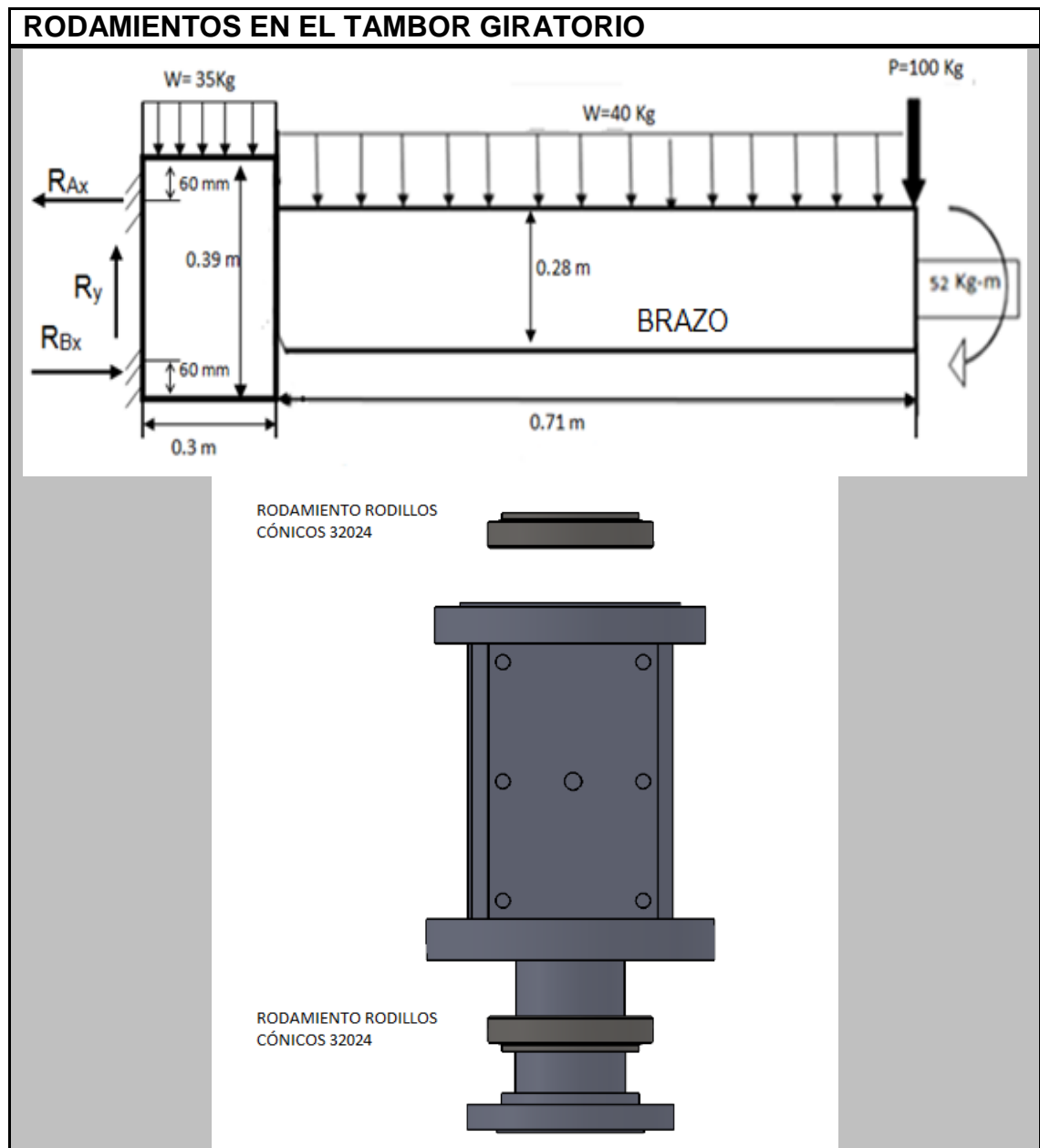
5.2.6 Selección rodamientos tambor giratorio.

Los rodamientos aquí seleccionados son muy importantes, en gran parte de ellos depende el buen funcionamiento de la biseladora pulidora de formas, estos

rodamientos garantizan el libre desplazamiento de los brazos por el contorno de el vidrio, por tal motivo se debe garantizar una alta confiabilidad.

En la tabla 28 se observan las cargas que soportan los rodamientos de rodillos cónicos, se determina un valor aproximado de la vida nominal de los rodamientos

Tabla 28. Rodamientos en el tambor giratorio.



RODAMIENTOS EN EL TAMBOR GIRATORIO		
Parámetro	Ecuación	Valor
Reacción en dirección x $R_{Bx} = R_{Ax}$	$\sum M_A = 0 \quad \curvearrowright +$ $52 + 40 * 0.655 + 100 * 1.01$ $+ 35 * 0.15 - R_{Ax}$ $* 0.06$ $- R_{Bx} * 0.06 = 0$	$R_{Ax} = 1537.08Kg$ $= 15370.8 N$
Momento máximo en la posición A	Momentos	$\sum M_A = 166.25 Kg - m$
Reacción en dirección Y	$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$ $R_y - 100 - 40 - 35 = 0$	$R_y = 175 Kg = 1750N$
Velocidad angular pista exterior del rodamiento	No aplica	$n = 240 RPM$ $= 25.13 rad/s$
Carga radial Rodamiento 32024XU, posición B	No aplica	$R = 15370.8 N$
Carga axial o de empuje Rodamiento 32024XU, posición B	No aplica	$T = 1750N$
Factor de velocidad	Figura 14.22, Anexo G Para 240 rpm.	$f_n = 0.55$
Capacidad de carga dinámica Rodamiento 32024XU, posición B	Anexo G, tabla características rodamiento de rodillos cónicos con un Diámetro interno de 55 mm	$C_r = 245000 N$
Factor de vida Rodamiento 32024XU, posición B	$f_h = f_n * \frac{C_r}{P}$	$f_h = 10.4$
Carga equivalente	$P = VXR + YT$	$P = 12954.18 N$
Factor de rotación	Cuando gira la pista exterior del rodamiento.	$V = 1.2$
Factor radial	Anexo G, tabla de factores de	$X = 0.56$

RODAMIENTOS EN EL TAMBOR GIRATORIO		
	carga radial y de empuje	
Factor de empuje	Anexo G, tabla de factores de carga radial y de empuje	$Y = 1.5$
Vida nominal Rodamiento 32024XU, posición B	$L_{10} = 500 * f_h^3$	$L_{10} = 562764.31 \text{ horas}$
Vida ajustada Rodamiento 32024XU, posición B	$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10}$	$L_{na} = 209348.32 \text{ horas}$
Factor de confiabilidad	Anexo G, Tabla 3.2 Confiabilidad 95%	$a_1 = 0.62$
Factor de características del rodamiento	Anexo G, tabla 3.3	$a_2 = 1$
Factor de condiciones de operación	Lubricante contaminado con materia extraña o humedad, velocidad de rotación particularmente baja.	$a_3 = 0.6$

Fuente: Autores

El rodamiento en la posición A, debido al montaje no soporta carga axial, pero soporta la misma carga radial que el rodamiento en la posición B, se escogió el mismo rodamiento para las dos posiciones por geometría de construcción y para el caso de tener un repuesto sean de la misma referencia.

5.3 DISEÑO Y CALCULO DEL SISTEMA ESTRUCTURAL

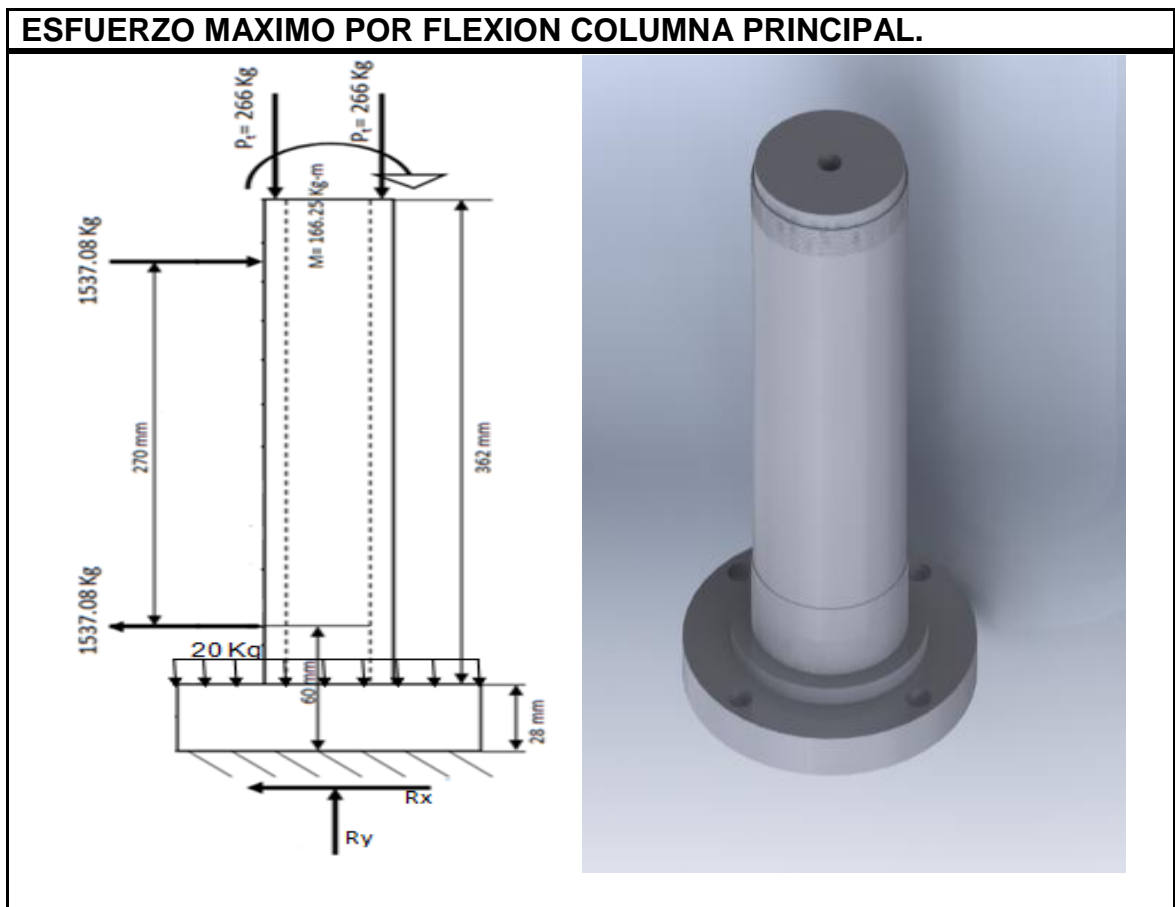
El sistema estructural tiene factores de seguridad altos con el fin de garantizar vida útil prolongada a la biseladora pulidora de formas.

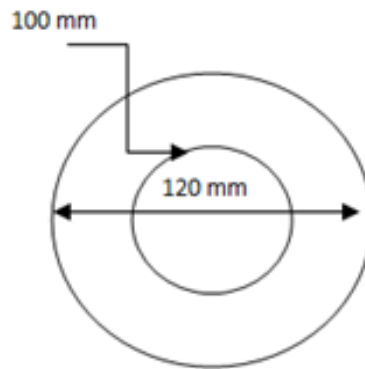
5.3.1 Diseño columna principal

La tabla 29 muestra las fuerzas y momentos a los que está sometida la columna principal de la biseladora pulidora de formas.

La columna principal se verifica por el criterio de alabeo de Johnson y por deflexión máxima.

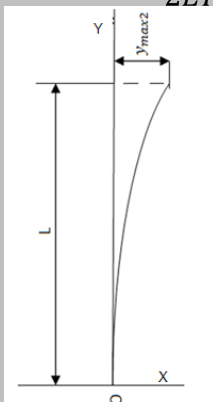
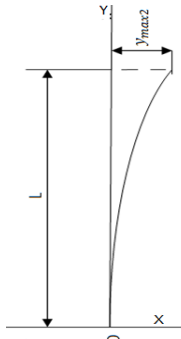
Tabla 29. Esfuerzo máximo por flexión columna principal





Sección de la viga

Parámetro	Ecuación	Valor
Área sección circular	$A = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4}$	$A = 34.56 \text{ cm}^2$
Longitud equivalente	$L_e = 2 * L$	$L_e = 78 \text{ cm}$
Radio de Giro	$rg = \frac{\sqrt{I}}{A}$	$rg = 3.9 \text{ cm}$
Limite de fluencia	Tabla 30	$S_y = 40000 \text{ psi}$ $= 2812 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$
Fuerza critica	$P_{cri} = S_y * A \left(1 - \frac{S_y * \frac{L_e^2}{rg}}{4 * \pi^2 * E} \right)$	$P_{cri} = 95798.27 \text{ Kg}$
Peso que soporta la columna	No aplica	$W = 532 \text{ Kg}$
Factor de seguridad	$F_s = \frac{P_{cri}}{W}$	$F_s = 180$
Momento flexionante en A	Momentos	$M_A = 504.41 \text{ Kg} - m$
Reacción en dirección Y	$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$ $R_{Ay} - 20 \text{ Kg} - 532 \text{ Kg} = 0$	$R_{Ay} = 552 \text{ Kg}$
Momento de Inercia	$I_{zz} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$	$I_{zz} = 527 \text{ cm}^4$
Distancia	No aplica	$c = 6 \text{ cm}$

Esfuerzo máximo por flexión	$\sigma_{max} = \frac{M_A c}{I_{zz}}$	$\sigma_{max} = 574.28 \frac{Kg}{cm^2}$ $= 57.43 MPa$
Factor de seguridad	$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$	$F_s = 4.89$
Modulo de elasticidad	No aplica	$E = 200 GPa$
Deflexión máxima total	$y_{max t} = y_{max 1} + y_{max 2}$	$y_{max t} = 0.038 mm$
Deflexión máxima uno	$y_{max 1} = -\frac{ML^2}{2EI}$ 	$y_{max 1} = -0.012 mm$
Deflexión máxima dos	$y_{max 2} = -\frac{PL^3}{2EI}$ 	$y_{max 2} = -0.026 mm$

Fuente: Autores

Para el diseño de bastidores y estructuras se recomienda una deflexión inferior a 0.0005 mm/mm de longitud de la viga en elementos de maquina con cierta precisión. Para nuestro caso la deflexión máxima aceptable es de 0.195 [mm] (0.0005 x 390) y en la columna principal se presenta $y_{max} = 0.038 mm$.

Tabla 30. Tuberías utilizadas en la industria petrolera

<i>Grado</i>	<i>Punto de cedencia mínimo (psi)</i>	<i>Punto de cedencia máximo (psi)</i>	<i>Resistencia a la tensión mínima (psi)</i>
<i>H40</i>	<i>40,000</i>	<i>80,000</i>	<i>60,000</i>
<i>J55</i>	<i>55,000</i>	<i>80,000</i>	<i>70-95,000</i>
<i>K55</i>	<i>55,000</i>	<i>80,000</i>	<i>70-95,000</i>
<i>N80</i>	<i>80,000</i>	<i>110,000</i>	<i>100,000</i>
<i>L80</i>	<i>80,000</i>	<i>95,000</i>	<i>100,000</i>
<i>C90</i>	<i>90,000</i>	<i>105,000</i>	<i>100,000</i>
<i>C95</i>	<i>95,000</i>	<i>110,000</i>	<i>105,000</i>
<i>P110</i>	<i>110,000</i>	<i>140,000</i>	<i>125,000</i>
<i>Q125</i>	<i>125,000</i>	<i>150,000</i>	<i>135,000</i>

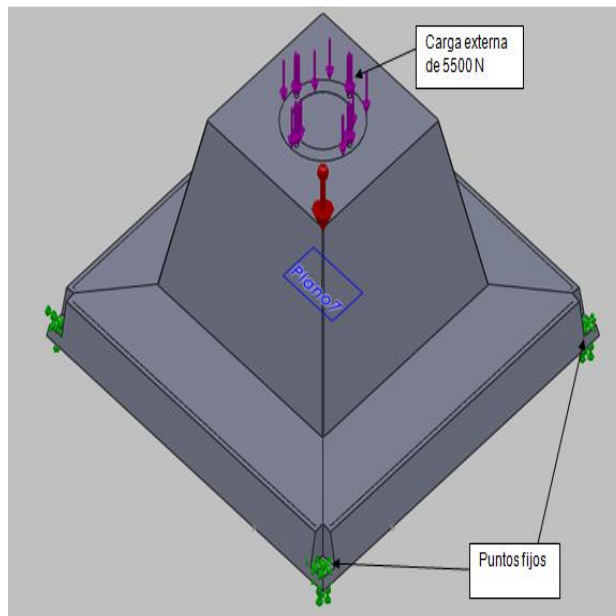
Fuente: <http://industria-petrolera.lacomunidadpetrolera.com/2009/01/tuberias-de-revestimiento.html>

5.3.2 Diseño base fundición gris.

Después de hacer varios estudios, con la ayuda del programa CAD, se encontró que para un espesor de 20 milímetros en las paredes de la base se cumple con los requerimientos de diseño y presenta un comportamiento aceptable frente a las diferentes cargas y esfuerzos a la que está sometida la base.

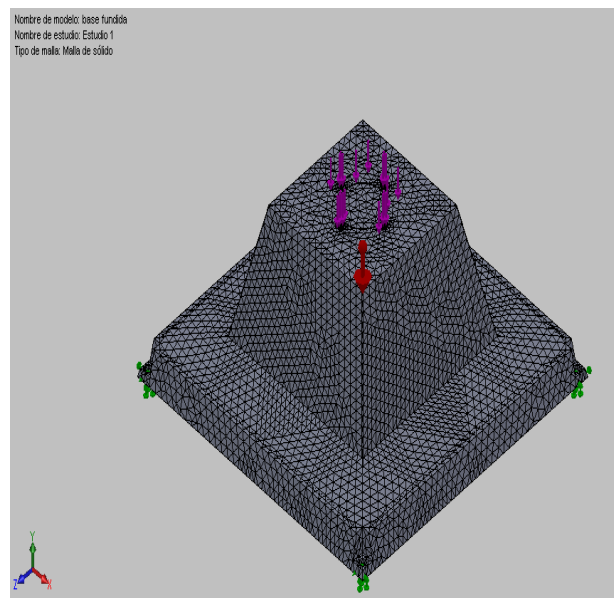
En la figura 47 podemos observar las cargas que soporta la base y el tipo de sujeción. La base tiene que soportar 600 kilogramos aproximadamente que es lo que pesan los demás componentes de la maquina y la lamina de vidrio que es del mayor espesor para nuestro caso 19 milímetros y con las máximas dimensiones (2.5 – 2.5) metros. En las figuras 49, 50 y 51 se pueden observar los resultados de los estudios de esfuerzo máximo, desplazamiento máximo y factor de seguridad.

Figura 47. Base en fundicion gris, fuerzas que actuan sobre la superficie



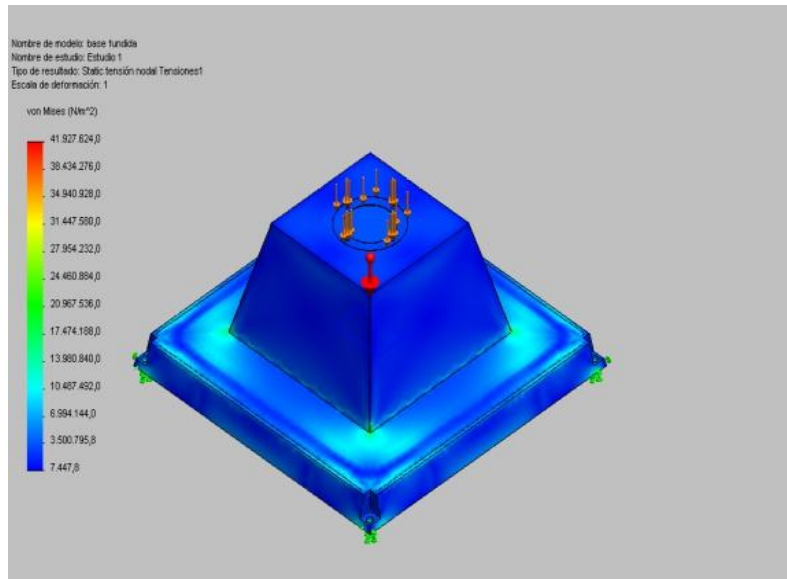
Fuente: Autores

Figura 48. Mallado de la base



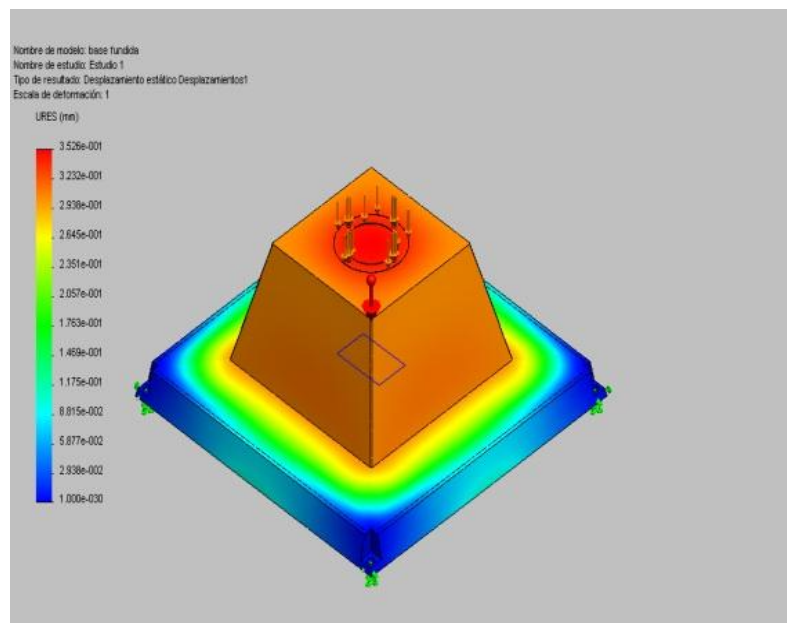
Fuente: Autores

Figura 49. Analisis CAE base, esfuerzo maximo



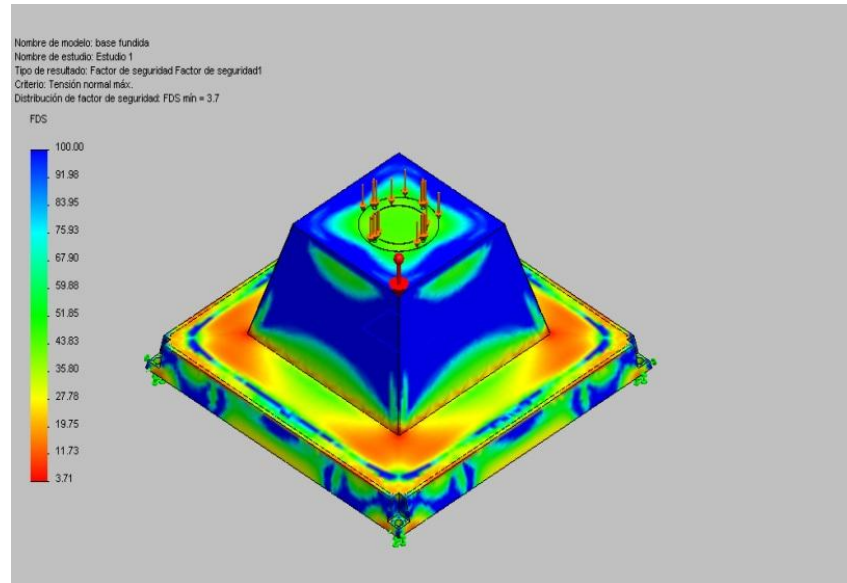
Fuente : Autores

Figura 50. Analisis CAE base, desplazamiento maximo.



Fuente : Autores

Figura 51. Analisis CAE base, Factor de seguridad.



Fuente : Autores

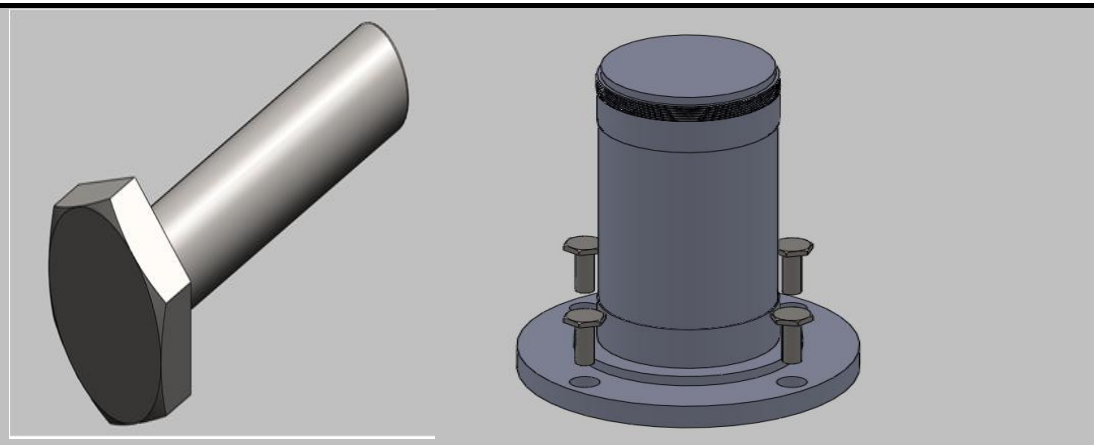
Del análisis CAE se obtiene un esfuerzo máximo de 41.93 MPa, menor al esfuerzo de fluencia de la fundición que se puede consultar en el Anexo A, un desplazamiento máximo de 0.35 mm y un factor de seguridad mínimo de 3.7, se demuestra que para el espesor de la fundición seleccionado existe un alto grado de confiabilidad.

5.3.3 Selección tornillos de sujeción columna principal.

Se usan tornillos del mismo tipo seleccionados en la tabla 24, son tornillos de ½ pulgada, grado 5 y rosca ordinaria.

En la tabla 31 se calcula el esfuerzo debido a la flexión y se compara con el esfuerzo permisible, además de hallar el torque de apriete.

Tabla 31. Esfuerzo sobre los tornillos de sujeción en la columna principal

ANALISIS ESFUERZOS TORNILLOS DE SUJECION EN LA COLUMNA		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Flexión del miembro	De la tabla 29	$M = 504.4 \text{ Kg}$ $- m$
Inercia	De la tabla 29	$I = 527 \text{ cm}^4$
Esfuerzo flexionante	$\sigma = \frac{M * c}{I}$	$\sigma = 574.26 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$
Esfuerzo permisible debido a la flexión	Tabla 26	σ_{per} $= 3880.5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$
Factor de seguridad	$n_s = \frac{\sigma_{per}}{\sigma}$	$n_s = 6.8$
Diámetro de la rosca	No aplica	$D_e = 12 \text{ [mm]}$
Carga de sujeción	De la tabla 29	$P = 5520 \text{ [N]}$
Constante que depende de la lubricación presente	Roscas limpias y secas.	$K = 0.2$
Par torsional de apriete	$T = K * D_e * P$	$T = 13.25 \text{ [N * m]}$

Fuente: Autores

El factor de seguridad de 6.8 garantiza que los tornillos no fallen debido a la flexión presente en el elemento.

5.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN POR VACÍO

Desde hace algunos años, la utilización de equipos de vacío en las automatizaciones industriales ha aumentado de forma considerable. Los diseños más compactos de los componentes, sus rendimientos, la limpieza del medio y la economía de los mismos han colaborado a este incremento de utilización. En la industria se dispone de una amplia gama de componentes para desarrollar automatizaciones dentro de la técnica de la manipulación por vacío.

Componentes desarrollados con las técnicas más actuales que nos permiten la posibilidad de manipular elementos de tamaño y formas muy diversas utilizando el aire comprimido como única energía. La utilización de vacío frente a otras técnicas de manipulación radican principalmente en:

- Simplicidad de los componentes básicos
- Fácil posicionamiento
- Altas frecuencias de trabajo
- Fácil adaptación a superficies diversas sin necesidad de mecanizados adicionales para adaptación.

La tecnología de vacío se vuelve cada vez más popular para la manipulación de piezas, como alternativa a las pinzas mecánicas. Sin embargo, para aprovechar completamente las ventajas de esta sencilla y relativamente nueva tecnología, deben cumplirse ciertas condiciones:

- Superficie de sujeción plana
- Superficies que no sean porosas y no demasiado rugosas

- Una fuerza de sujeción máxima de 7N por cm^2 de superficie de sujeción
(Fuente. SMC Corporation – European Best pneumatics vol.3)

Si las condiciones cumplen con estos parámetros, será posible crear soluciones de automatización económicas utilizando componentes de vacío.

5.4.1 Medición de vacío (unidades)

Existen varias formas de expresar un determinado valor de nivel de vacío.

- **Como una presión absoluta.** Valor numérico positivo, menor que la presión atmosférica (P1).
- **Como una depresión.** Valor numérico negativo, para indicar presiones inferiores a la atmosférica (-Pv).
- **Como presión de vacío.** Que es un valor numérico positivo, que aumenta cuanto menor es la presión absoluta (+PV).
- **En porcentaje.** De forma que, cuando decimos un vacío del 90% nos referimos a que en el sistema, tanque, ventosas, etc. Quede solamente el 10% de aire que tendría si estuviese a presión atmosférica, es decir, expresa el porcentaje de vacío conseguido respecto al vacío absoluto.

El diseño del subsistema de vacío se concentra, en la selección de la bomba de vacío, las ventosas y la tubería; porque son la base principal para la correcta sujeción del vidrio.

5.4.2 Selección de las ventosas

La ventosa es el elemento final utilizado en la manipulación por vacío. Constituye un sistema eficaz, simple y económico para el movimiento del material más variado y son por tanto una alternativa a métodos de manipulación más complicados y costosos. La ventosa puede elevar, trasladar y coger objetos de

peso variable, de entre pocos gramos a decenas de Kilogramos. Su selección debe realizarse según los parámetros siguientes:

- La fuerza a elevar
- La forma geométrica
- La compatibilidad del material.

Tabla 32. Aplicaciones según material de la ventosa.

Material	Aplicación
NBR	Transferencia de piezas de trabajo en general, cartón corrugado, placa chapada de madera, placa de acero y otros.
Silicona	Semiconductor, extracción de piezas fundidas, piezas finas, sector alimentación.
Uretano	Cartón corrugado, placa de acero y placa chapada en madera.
FKM (goma fluorada)	Contacto con sustancias químicas
NBR conductivo	Piezas de trabajo generales de semiconductores(resistencia a electricidad estática)
Silicona conductiva	Semiconductor (electricidad estática)

Fuente. [Http://www.smc.eu](http://www.smc.eu)

Figura 52. Ventosas según la forma geométrica y la compatibilidad del material.

Aplicaciones según tipo de ventosa

Plana/ Plana delgada:

- Para adsorción de piezas en general. Para adsorción de piezas con superficie plana y no deformable.
- Para piezas que tiendan a deformarse. Se reducen las arrugas y la deformación durante la adsorción.

Plana con nervio:

- Para piezas que tiendan a deformarse.
- Para garantizar la descarga de la pieza.

Con esponja:

- Para adsorción de piezas con protuberancias.

Con rótula:

- Para adsorción de piezas con superficie inclinada o curvada.

Ventosa con boquilla/ compacta / pequeña:

- Para adsorción de componentes pequeños.
- Compacta, ahorro de espacio.

Ventosa de vacío para fijación de panel:

- Para adsorción y fijación de paneles o placas de circuito de cristal, etc.
- El mecanismo de fuelle permite un contacto perfecto con la superficie de trabajo.

Ventosa de vacío para transferencia de discos:

- Para adsorción de componentes circulares como CD y DVD.
- El mecanismo de fuelle de la ventosa reduce el impacto sobre la pieza.

Válvula de retención de vacío:

- Puede reducir las pérdidas de presión de vacío incluso cuando no existe pieza.
- No se requiere una operación de conmutación para cambiar las piezas.
- Un único eyector puede accionar múltiples ventosas de vacío.
- Si las piezas presentan formas diferentes, el circuito de control se puede simplificar.

¡Para aplicaciones de ahorro de energía!








Fuelle:

- Para uso cuando no hay espacio para el telescópico (tipo fuelle).
- Para adsorción de piezas con superficie inclinada.

Cóncava:

- Utilizar con piezas curvadas.

Ventosa ovalada:

- Para piezas con limitaciones sobre la superficie de adsorción.

¡Para piezas de trabajo rectangulares!

Ventosa para trabajos pesados:

- Para piezas de trabajo grandes o pesadas.

Telescópico de largo recorrido:

- Utilizar si la altura de la pieza no es uniforme o si se requiere amortiguación.

Ventosa que no deja marcas:

- Para usar cuando no deban quedar marcas de adsorción sobre las piezas:

Transferencia de sustratos de vidrio

- Equipo de fabricación de células solares
- Equipos de fabricación de semiconductores

Ventosa ciclónica XT661:

- Para piezas con superficies irregulares.
- Para piezas sensibles a marcas.
- Para piezas con agujeros.
- Para piezas delgadas/porosas:

- Células solares
- Film, papel, etc.










Fuente. [Http://www.smc.eu](http://www.smc.eu)

El tipo de ventosa seleccionada de la **Figura 52** es la estándar plana delgada para piezas de trabajo planas y no deformables como el vidrio.

El tipo de material recomendado por la **Tabla 32**. En estos casos es NBR. La ventosa fabricada en NBR no deja marcas y, posteriormente, el NBR es sometido a un tratamiento especial para minimizar la transferencia de los constituyentes de la goma sobre la pieza de trabajo.

5.4.3 Determinación del diámetro de la ventosa

El diámetro de la ventosa puede ser determinado mediante el software “SELECCIÓN DE VACÍO-FESTO”. Cuyo procedimiento de selección se explica en el **Anexo J**. Cuyos resultados se ilustran en la **Figura 53**.

Figura 53. Confirmación de la selección del diámetro



Fuente. Software - Selección de vacío – versión 3.21.1.6 - FESTO.

5.4.4 Fuerza de sujeción

La fuerza de sujeción teórica que realiza una ventosa, viene determinada por la diferencia de presión entre la atmosfera y el interior de la ventosa multiplicada por el área efectiva de la misma. Cuanto mayor es la depresión en el interior de la ventosa, mayor es la fuerza ejercida en el exterior debido a la presión que la rodea.

$$\text{Ecuación 4. } F_T = Pat - Pv * \frac{\pi * D^2}{4 * 100} * 9,81 \text{ N}$$

Dónde:

Pat = Presión atmosférica (absoluta) [Kgf/cm²]

Pv = Presión en el interior de la ventosa (absoluta) [Kgf/cm²]

D = Diámetro de la ventosa [mm]

Ft = Fuerza Teórica [N]

O también:

$$\text{Ecuación 5. } F_T = \frac{Pv}{760} * \frac{\pi * D^2}{4 * 100} * 1.033 * 9,81 \text{ N}$$

Pv = Presión de vacío en mmHg

Sin embargo la industria ha combinado los resultados teóricos con los experimentales y ha podido tabular una relación entre el diámetro de una ventosa, la fuerza de elevación y la presión a la que se ve sometida, **Tabla 33**.

Tabla 33. Fuerza de sujeción según diámetro de ventosa

Ø Ventosa		40	50	63	80	100	125	
A: Área de la ventosa (cm ²)		12.6	19.6	31.15	50.24	78.5	122.65	
Vacío (mbar/mmHg) 1mm=1.333mmHg	mbar	mmHg	FUERZA (N)					
	-866	-650	109.2	169.8	270.1	435.4	680.3	1062.9
	-800	-600	100.8	156.7	249.2	401.9	627.9	981.2
	-733	-550	92.4	143.7	228.4	368.4	575.6	899.4
	-666	-500	84.00	130.6	207.7	334.9	523.3	817.6
	-600	-450	75.6	117.6	186.9	301.4	471.1	735.9
	-533	-400	67.2	104.5	166.1	267.9	418.6	654.1
	-467	-350	58.8	91.5	145.4	234.4	366.3	572.38
	-400	-300	50.4	78.4	124.6	200.9	313.9	490.6

Fuente. [Http://www.smc.eu](http://www.smc.eu)

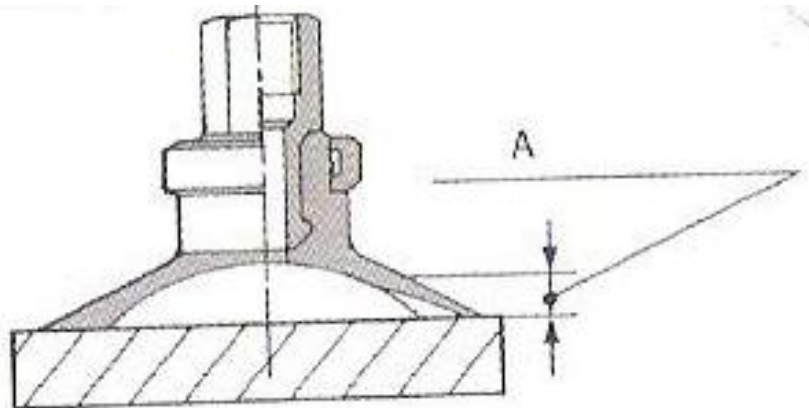
Puesto que estas fuerzas son de elevación, es decir de transporte de material y la aplicación es de sostenimiento solamente, con seguridad se puede elegir la fuerza ejercida a la menor presión y con el diámetro de ventosa seleccionado.

5.4.5 Precauciones

➤ Puesta A Punto De La Ventosa

Se recomienda que la ventosa tome contacto con la pieza, sin demasiada presión, y sin ser golpeada, dentro del rango de deformación del material de la ventosa. Un contacto suave es suficiente para una manipulación correcta. Especialmente en el caso de ventosas de pequeño diámetro, es importante precisar bien la posición.

Figura 54. Contacto de la ventosa con la pieza



Fuente. SMC Corporation – European Best pneumatics vol.3

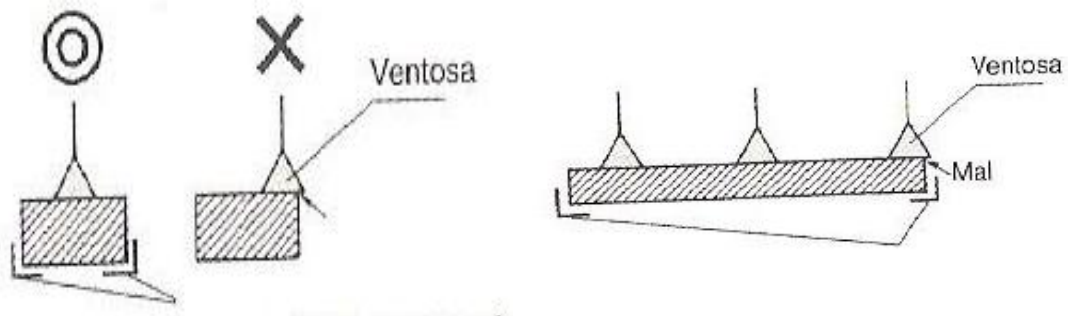
La **Figura 54** muestra que se debe disponer la ventosa de manera que no dé lugar a un choque innecesario con la pieza.

➤ **Posicionamiento Y Distribución**

Se debe poner atención que el área de absorción de la ventosa, sea menor que la superficie de la ventosa, **Figura 55** de lo contrario se producirá una fuga.

Cuando se sujeta una gran superficie con varias ventosas, lo más importante es el posicionamiento equilibrado de las mismas y ha de prevenirse que no sobresalgan de la placa.

Figura 55. Posicionamiento y distribución de las ventosas.

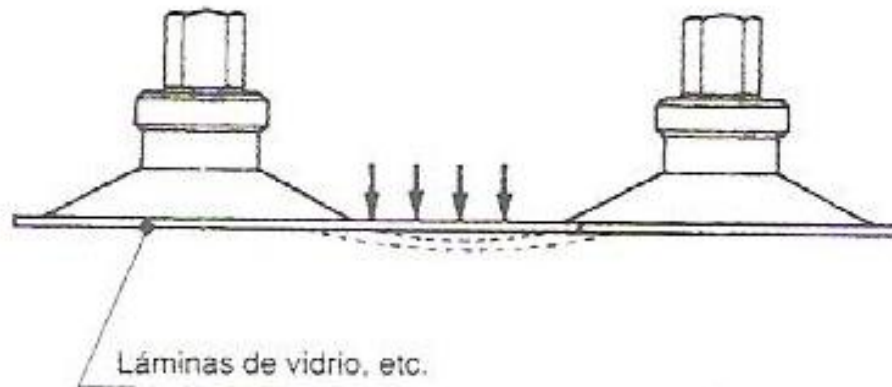


Fuente. SMC Corporation – European Best pneumatics vol.3

➤ **Láminas de gran superficie**

Cuando se sujeta una pieza de superficie grande, como lo es una gran lamina de vidrio, puede darse una gran fuerza con tendencia al desprendimiento **Figura 56**. En estos casos deberá seleccionarse una localización de las ventosas apropiado.

Figura 56. Sujeción de láminas de gran superficie.



Fuente. SMC Corporation – European Best pneumatics vol.3

5.4.6 Cálculo de tuberías

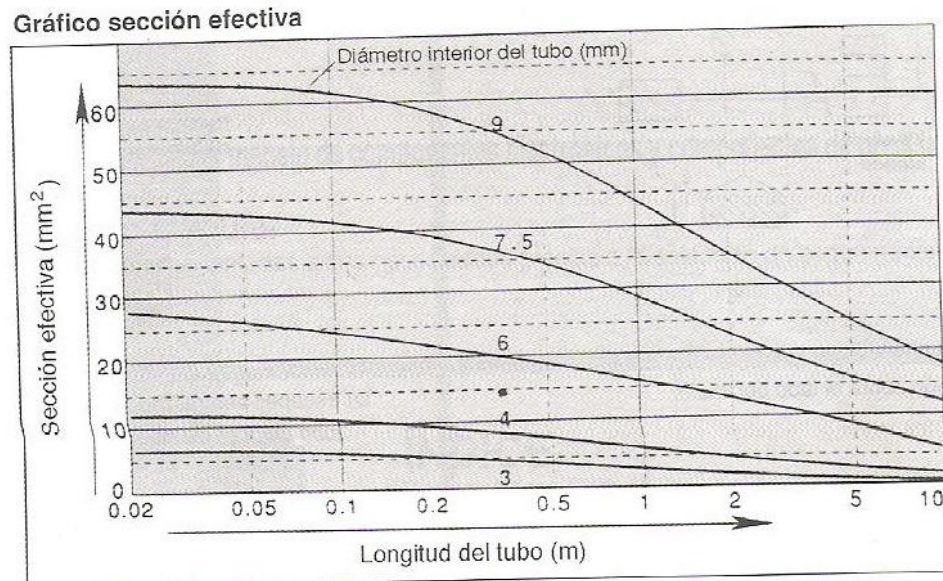
Para el cálculo de la sección efectiva de paso en las tuberías de conducción hay que tener en cuenta los factores siguientes:

- Resistencia al flujo (pérdida de carga).
- Reducción al mínimo de los volúmenes a evacuar.

Evidentemente, estos dos factores presentan una cierta desavenencia puesto que una conducción amplia proporciona menor resistencia al flujo, pero sin embargo aumentan el volumen a evacuar y por consiguiente el tiempo de respuesta o el tamaño del eyector.

En resumen, hay que diseñar las conducciones con la sección efectiva adecuada para obtener resistencias al flujo admisibles y la longitud menor posible para disminuir el volumen a evacuar.

Figura 57. Sección efectiva de la tubería



- Gráfico 12 -

Fuente. SMC Corporation – European Best pneumatics vol.3

La fórmula para hallar el área efectiva en la tubería es según:

Ecuación 6.
$$S = \alpha \frac{D^5}{L} \text{ mm}^2$$

Dónde:

$$\alpha = 0.0844 * Ct * D^{0.155}$$

Ct = 1.6 para tubo de acero

Ct = 2 para tubo de plástico, cobre, etc.

D = Diámetro inferior del tubo

L = longitud (m)

Pero con ayuda de la **Figura 57** es posible calcular el área de forma rápida y sencilla.

Tabla 34. Resultados selección de las ventosas

RESULTADOS SELECCIÓN DE LAS VENTOSAS		
PARAMETRO	ECUACION	VALOR
Diámetro de ventosa	Figura 56	100mm
Material de la ventosa	Figura 52	NRB (Nitrilo)
Numero de ventosas	Figura 55	8
Tipo de Ventosas	Figura 52	Plana – Estándar
Diámetro de tubería	Figura 61	D=8mm
Fuerza de sujeción	$F_T = \frac{Pv}{760} * \frac{\pi * D^2}{4 * 100} * 1.033$ $* 9,81 \text{ N}$	F _t = 313.9 N
Presión de Vacío	Tabla 32	P _v = -400mbar/- 300mmHg

Fuente. Autores

5.4.7 Selección del tamaño del eyector

Para seleccionar el tamaño del eyector necesario de forma adecuada, hay que tener presente las siguientes consideraciones:

- Caudal de succión necesario
- Presión final de vacío que se quiere alcanzar
- Tiempo de respuesta del sistema
- Considerar las fugas del objeto a manipular, por forma geométrica, porosidad, ondulación, etc.

De estas consideraciones, las tres primeras están interrelacionadas con la última. Por este motivo se debe estudiar en primer lugar el objeto a manipular, forma geométrica, tipo de material, si es poroso o compacto, calidad de la superficie y todo aquello que pueda entorpecer el cierre hermético entre la ventosa y el objeto.

➤ Cálculos para un sistema sin fugas

Para sistemas sin o con valores de fugas muy bajos, el nivel de presión de vacío alcanzado se puede considerar el máximo.

Por lo tanto en este caso la capacidad de flujo del eyector estará condicionada solamente al volumen de aire a evacuar y al tiempo de respuesta exigido al sistema.

Tabla 35. Calculo del tamaño del eyector.

CALCULO DEL TAMAÑO DEL EYECTOR		
PARAMETRO	ECUACION	VALOR
Longitud de tubería	Sitio de montaje	L=4M
Diámetro de tubería	Figura 61	D=8mm
Volumen a evacuar	$V = \frac{\pi * D^2 * L}{4 * 1000} \text{ Litros}$	V=0,201Litros
Tiempo de respuesta del	Solicitud del cliente	T=3 seg

CALCULO DEL TAMAÑO DEL EYECTOR		
PARAMETRO	ECUACION	VALOR
sistema		
Caudal medio requerido	$Q1 = V * \frac{60}{T} \text{ Nl/min}$	Q1= 4L/Min
Máxima capacidad de flujo necesaria en el eyector	$Q_{max} = 2\sim 3 Q1 \text{ Nl /min}$	Qmax= 10L/Min

Fuente. Autores

5.5 SISTEMA DE MECANIZADO DEL VIDRIO

Los elementos presentes en este sistema, son los encargados de procesar el vidrio y de darle la forma y acabado final al borde del vidrio.

Puesto que las muelas abrasivas utilizadas son estándar y se encuentran fácilmente en el mercado, así mismo lo son las formas que con ellas se le pueden mecanizar al vidrio, comercialmente se habla de:

Figura 58. Formas al Borde del vidrio.

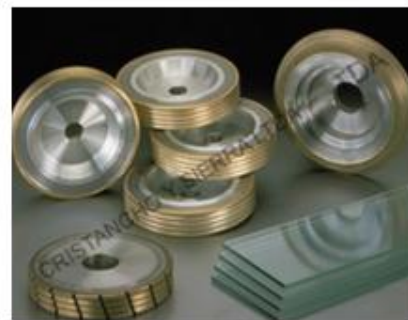


Fuente. <http://www.vidrioperfil.com>

Dependiendo de la inclinación con que ataca la herramienta al vidrio, se pueden obtener distintos tipos de ángulos en biselado y chaflanado.

Lo usual es que se usen tres piedras diamantadas las cuales a partir del canto agudo que el vidrio tiene luego de ser cortado, le dan desbaste, preforma y forma al borde del vidrio **Figura 58**. El borde del vidrio tiene ahora la forma deseada, pero su superficie está completamente opaca y con ralladuras; para dar solución a esto se usa una piedra de abrillantado que son de fieltro o felpa y poseen la forma final del contorno del vidrio.

Figura 59. Piedras para el mecanizado del vidrio



Fuente. CRISTANCHO Y SIERRA LTDA.

Las piedras diamantadas se usan con agua la cual no solo sirve como refrigerante y lubricante sino que atrapa el polvillo que se desprende del vidrio que es perjudicial para la salud.

La piedra de abrillantado se trabaja con una mezcla de óxido de cerio y agua **Figura 60**, este conjunto hace que la superficie del vidrio sea totalmente traslúcida y esté libre de ralladuras.

Figura 60. Oxido de cerio.



Fuente. CRISTANCHO Y SIERRA LTDA.

La máquina está equipada con dispositivo de alimentación y recuperación de agua y de óxido de cerio en circuito cerrado.

5.5.1 Palpadores

Para guiar la herramienta por el contorno del vidrio se debe implementar un sistema palpador, de modo que el bisel o forma que se le dé al vidrio tenga un mismo ancho y espesor. Son dos tipos de palpadores, uno lateral al borde vidrio **figura 61** y otro inferior al vidrio **Figura 62**.

El palpador lateral garantiza que la piedra trabaje en una misma posición con respecto al vidrio, de modo que el bisel no quede más ancho o más angosto y guía la herramienta por el contorno del vidrio.

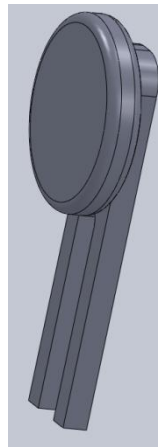
Figura 61. Guía lateral.



Fuente. Autores

El palpador inferior sirve de soporte al vidrio de modo que este no se quiebre por la acción de la fuerza de mecanizado.

Figura 62. Guía inferior.



Fuente. Autores

Estas guías están recubiertas de goma y son de fácil recambio.

5.5.2 Calculo de la fuerza de corte sobre el vidrio

Mecanizado abrasivo implica la eliminación de material por la acción de partículas duras y abrasivas. El afilado es el proceso más importante. En términos del

número de máquinas-herramienta en uso, el afilado es el más común de todas las operaciones de trabajo de metales. Otros procesos abrasivos tradicionales incluyen rectificar, pulido y abrillantado. Los procesos de mecanizado abrasivos se utilizan generalmente como operaciones de acabado, aunque algunos procesos abrasivos son capaces de altas tasas de arranque de material que rivalizan con los de las operaciones de mecanizado convencionales.

5.5.2.1 Análisis del proceso de pulido. El pulido del vidrio es el proceso en donde la rueda abrasiva ejercerá más fuerza al trabajar el vidrio, esto por las grandes tasas de material que debe remover; los cálculos para determinar la fuerza de corte y la potencia necesaria estarán sujetos a las condiciones extremas donde se trabaja el vidrio de mayor espesor y en el proceso de desbaste.

L

os cálculos son como siguen:

Ecuación 7.
$$F'_C = K * \frac{r_g v_w}{VC}^{0.5} \frac{d}{D}^{0.25}$$

Donde

K = Constante de que depende del material a cortar y las características de la rueda abrasiva.

Tabla 36. Fuerza y potencia necesaria

PULIDO DEL VIDRIO		
PARAMETRO	ECUACION	VALOR
Diámetro de la piedra	Información Comercial	D=0.15m
RPM	Requerimientos del proceso	N=3600
Velocidad tangencial	$V = \pi DN$	V=1696.5 m/min
Constante de material	Bibliografía	K=42
Relación aspecto de grano	Bibliografía	$r_g = 15$
Velocidad de avance	Bibliografía	$V_w = 12 \text{ m/min}$
Granos activos	Bibliografía	$C = 780000 \text{ Granos/m}^2$
Profundidad de corte	Requerimientos del proceso	$d = 7.62 \times 10^{-5} \text{ m}$
Espesor del vidrio	Requerimientos del proceso	$e = 0.019 \text{ m}$
Longitud de contacto	Requerimientos del proceso	$l = 0.010 \text{ m}$
Área de contacto	$A = e * l$	$A = 1.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Numero de granos activos	$\#g = C * A$	$\#g = 148.2 \text{ granos}$
Fuerza por grano	$F'_c = K * \frac{r_g v_w^{0.5}}{VC} \frac{d}{D}^{0.25}$	$F'_c = 0.336 \text{ N}$
Fuerza Total ejercida	$F_t = F'_c \# \text{granos}$	$F_t = 49.4 \text{ N}$
Potencia necesaria	$P = \frac{F_t * V}{60 * 745}$	P = 1.87 HP

Fuente. Autores

Se decide usar un motor de 2.5 Hp con ánimo de ser conservativos

5.5.3 Selección de la cuña

Las cuñas sirven principalmente para la transmisión de torsión desde un eje a un elemento o viceversa. Los tres principales tipos de cuñas son: la rectangular o cuadrada, la de talón y la semicircular o Woodruff. En el caso de la cuña rectangular, los tamaños de sección transversal son comerciales y se eligen de acuerdo al tamaño del eje.

Tabla 37. Relación de cuñas según diámetro de eje

DIÁMETRO EJE [in]		TAMAÑO CUÑA [in]		PROFUNDIDAD CUÑERO [in]
DESDE	HASTA	ANCHO	ALTO	
5/16	7/16	3/32	3/32	3/64
7/16	9/16	1/8	3/32	3/64
		1/8	1/8	1/16
9/16	7/8	3/16	1/8	1/16
		3/16	3/16	3/32
7/8	1 1/4	1/4	3/16	3/32
		1/4	1/4	1/8
1 1/4	1 3/8	5/16	1/4	1/8
		5/16	5/16	5/32
1 3/8	1 3/4	3/8	1/4	1/8
		3/8	3/8	3/16
1 3/4	2 1/4	1/2	3/8	3/16
		1/2	1/2	1/4
2 1/4	2 3/4	5/8	7/16	7/32
		5/8	5/8	5/16
2 3/4	3 1/4	3/4	1/2	1/4
		3/4	3/4	3/8

Fuente. Robert L-Mott - Diseño Elementos Máquinas

El tamaño de la cuña selecciona en la **Tabla 37**. Si el diámetro del eje es de 6.5 pulgadas o menos, usar una cuña cuadrada; si es mayor de 6.5 pulgadas se debe usar una cuña rectangular.

El material para la cuña en general es acero AISI 1020 CD con $S_y = 205$ MPa. Y la longitud de la cuña satisfactoria para el esfuerzo cortante y el esfuerzo de empuje se calculan con la ecuación 8.

Ecuación 8.
$$L = \frac{4TN}{DWSy}$$

Tabla 38. Cálculo de la longitud de la cuña

PARAMETRO	ECUACION	VALOR
Diámetro del eje del motor	Información Comercial	D=0.025m
Par nominal del motor	Información Comercial	4.94 N-M
Ancho de la cuña	Tabla 36.	0.00635 m (cuña de 1/4")
Esfuerzo de fluencia	Bibliografía	$S_y = 205$ MPa
Factor de seguridad	Bibliografía	N=3
Longitud de chaveta	$L = \frac{4TN}{DWSy}$	1.8e-3 m

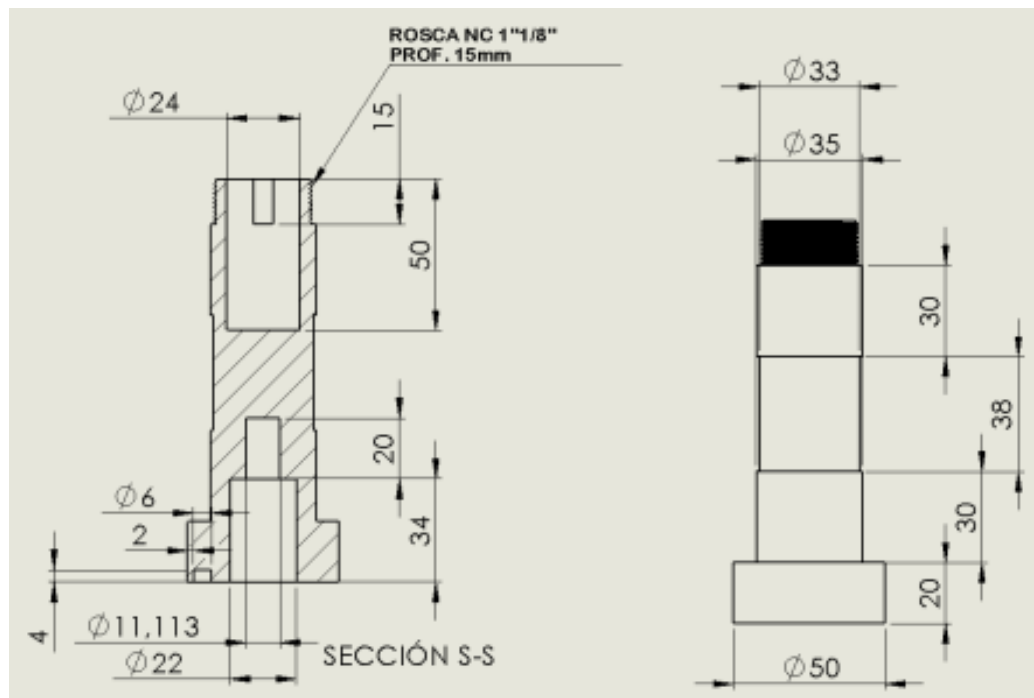
Fuente. Autores

Se elije una longitud de cuña estándar de 15mm, la cual es satisfactoria con los resultados de la **Tabla 38**

5.5.4 Diseño del husillo

Este elemento es parte fundamental del sistema de mecanizado pues por medio de él es transmitido el movimiento rotatorio y la potencia desde el motor hacia las piedras de pulido y/o biselado.

Figura 63. Diseño Conceptual del husillo



Fuente. Autores

De los cálculos en **Tabla 36**, la fuerza necesaria para este tipo de trabajos sobre el vidrio se encuentran alrededor de los 50 N. Análisis CAE muestran que esta es una fuerza que no representa grandes esfuerzos en la geometría planteada para el husillo **figura 63**.

Sin embargo esta pieza está sometida a grandes ciclos de trabajo y un análisis de fatiga es oportuno, este análisis es realizado mediante el software CAE SOLIDWORKS SIMULATION y se hace sobre todo el ensamble de la transmisión.

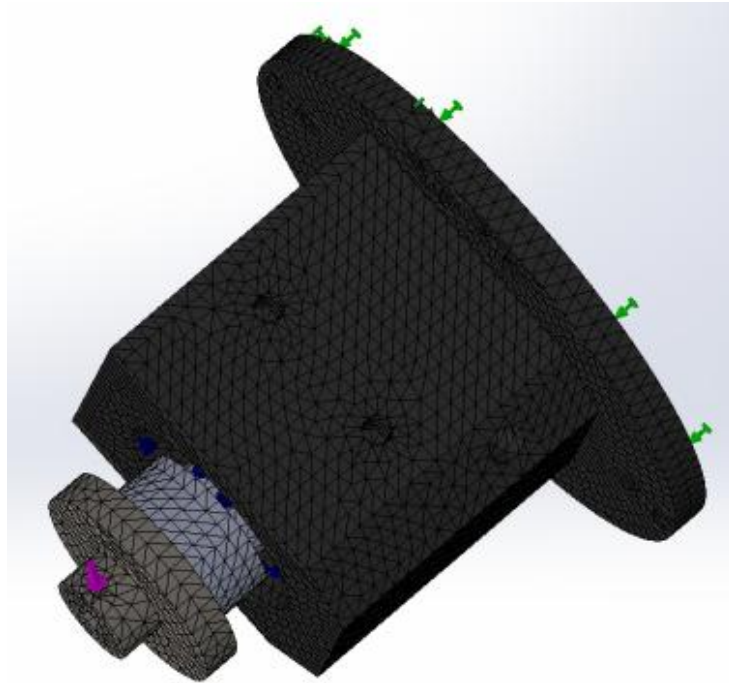
➤ **Análisis CAE de la transmisión**

Se observa que la carga y la descarga repetidas debilitan los objetos a lo largo del tiempo, incluso cuando las tensiones inducidas son considerablemente inferiores a los límites de tensión permitidos. Este fenómeno es conocido como fatiga. Cada ciclo de fluctuación de tensión debilita al objeto hasta cierto punto. Después de una cantidad de ciclos, el objeto está tan débil que falla. La fatiga es la causa fundamental de error en muchos objetos, especialmente en aquéllos hechos de metal. Algunos ejemplos de error por fatiga incluyen maquinarias giratorias, pernos, alas de aviones, productos de consumo, plataformas flotantes, buques, ejes de vehículos, puentes y huesos.

➤ **Estudio dinámico**

SOLIDWORKS previo al análisis de fatiga, requiere de un estudio dinámico. Los resultados de los estudios dinámicos lineales de historia-tiempo, se pueden utilizar como base para definir un estudio de fatiga. El número de ciclos requeridos para la falla de fatiga que ocurrirán en una ubicación depende del material y de las fluctuaciones de tensión. Esta información, para un material en particular, es proporcionada por una curva denominada **curva S-N**.

Figura 64. Análisis CAE transmisión, ensamble y mallado

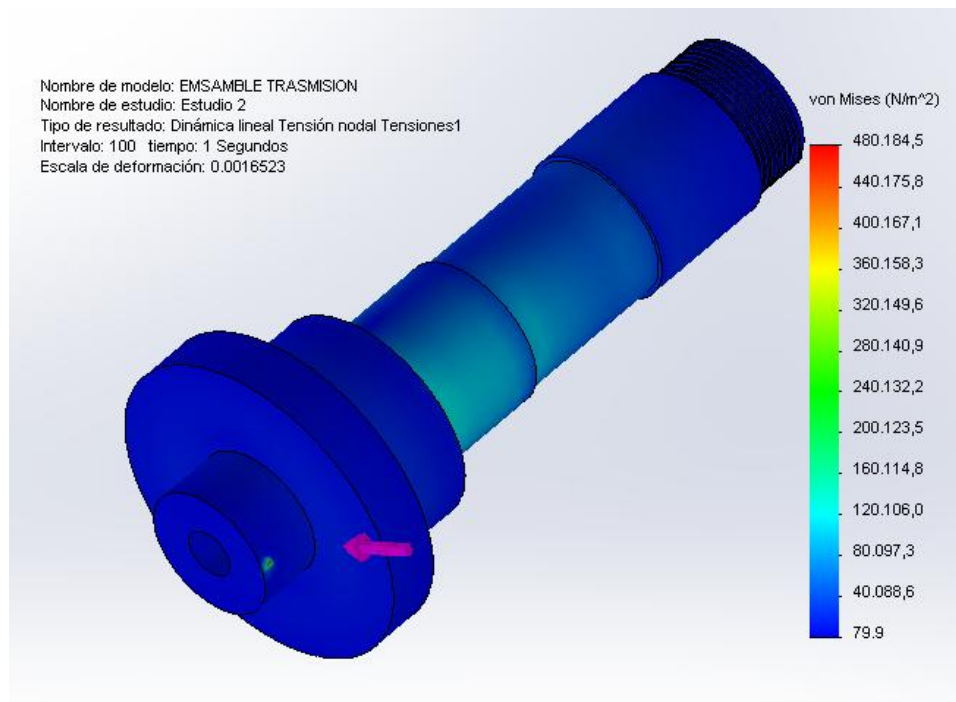
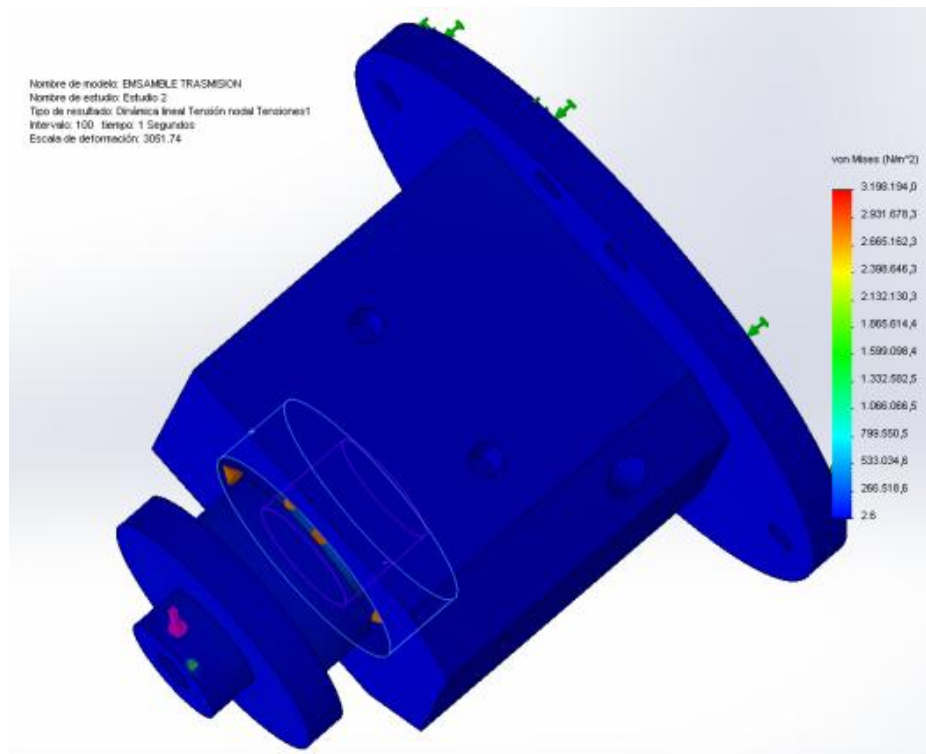


Fuente. Autores

La **Figura 64** muestra el mallado del ensamble de la transmisión dejando en evidencia que la geometría es solucionable para el software.

La **Figura 65** muestra las Tensiones de Von Mises tanto para el ensamble con la transmisión como para el husillo sin este, se evidencia en el resultado del ensamble que la transmisión no sufrirá ningún tipo de afectación de modo que se omitirá en los posteriores análisis y resultados.

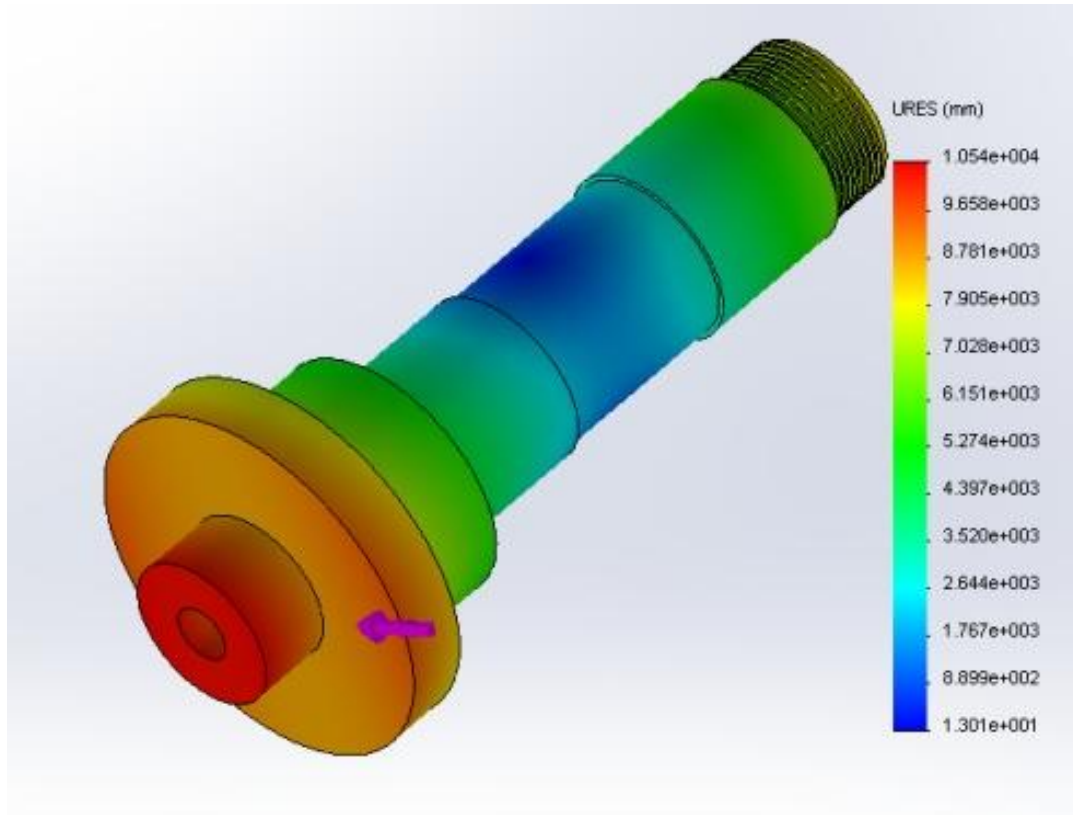
Figura 65. Análisis CAE Trasmisión, husillo, porta herramienta, Tensiones Von Mises



Fuente. Autores

La **Figura 66** muestra que las deformaciones máximas son generadas en el porta herramienta, algunas menores en el área donde se alojan los rodamientos y el área del cuñero; estos datos serán tenidos en cuenta para el análisis de fatiga.

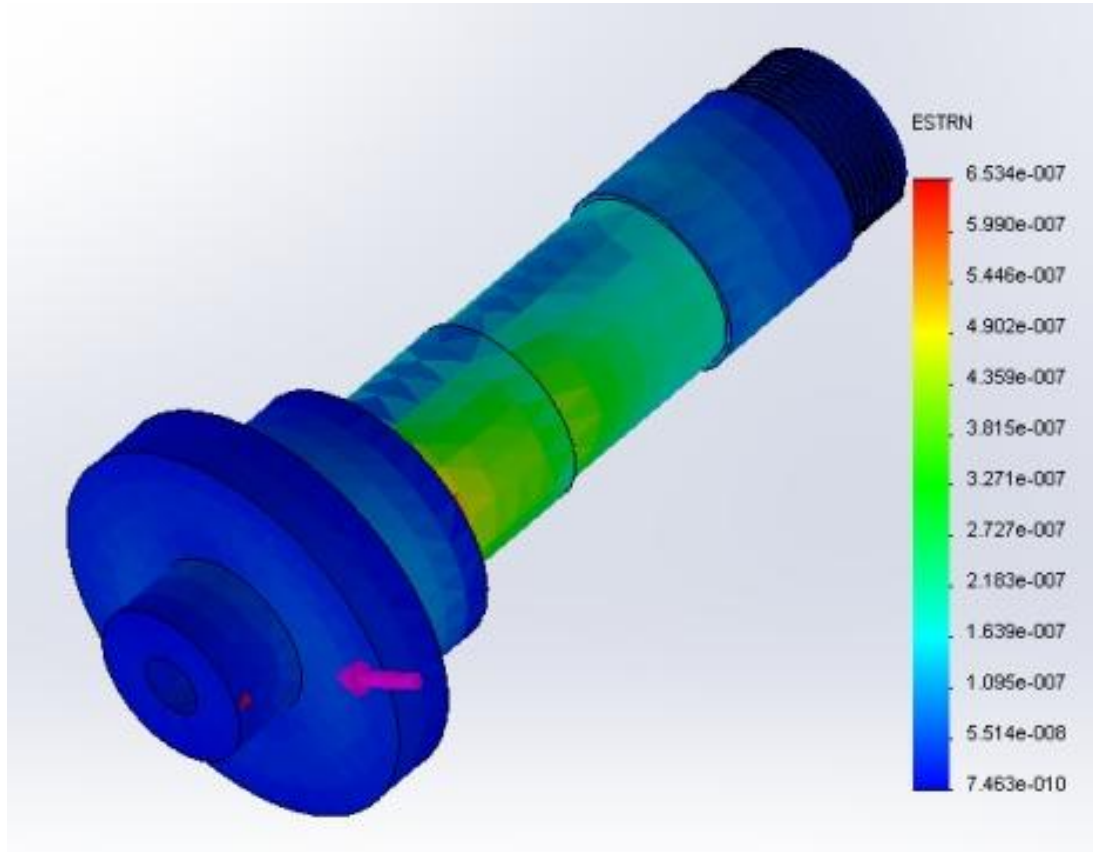
Figura 66. Análisis CAE Trasmisión, husillo, porta Herramienta, Desplazamientos.



Fuente. Autores

El resultado de la **Figura 67** señala que la máxima deformación unitaria se origina donde se aplica la carga y otras menos influyentes en el área del rodamiento mas próximo al porta herramientas.

Figura 67. Análisis CAE husillo, porta herramienta. Deformaciones unitarias.

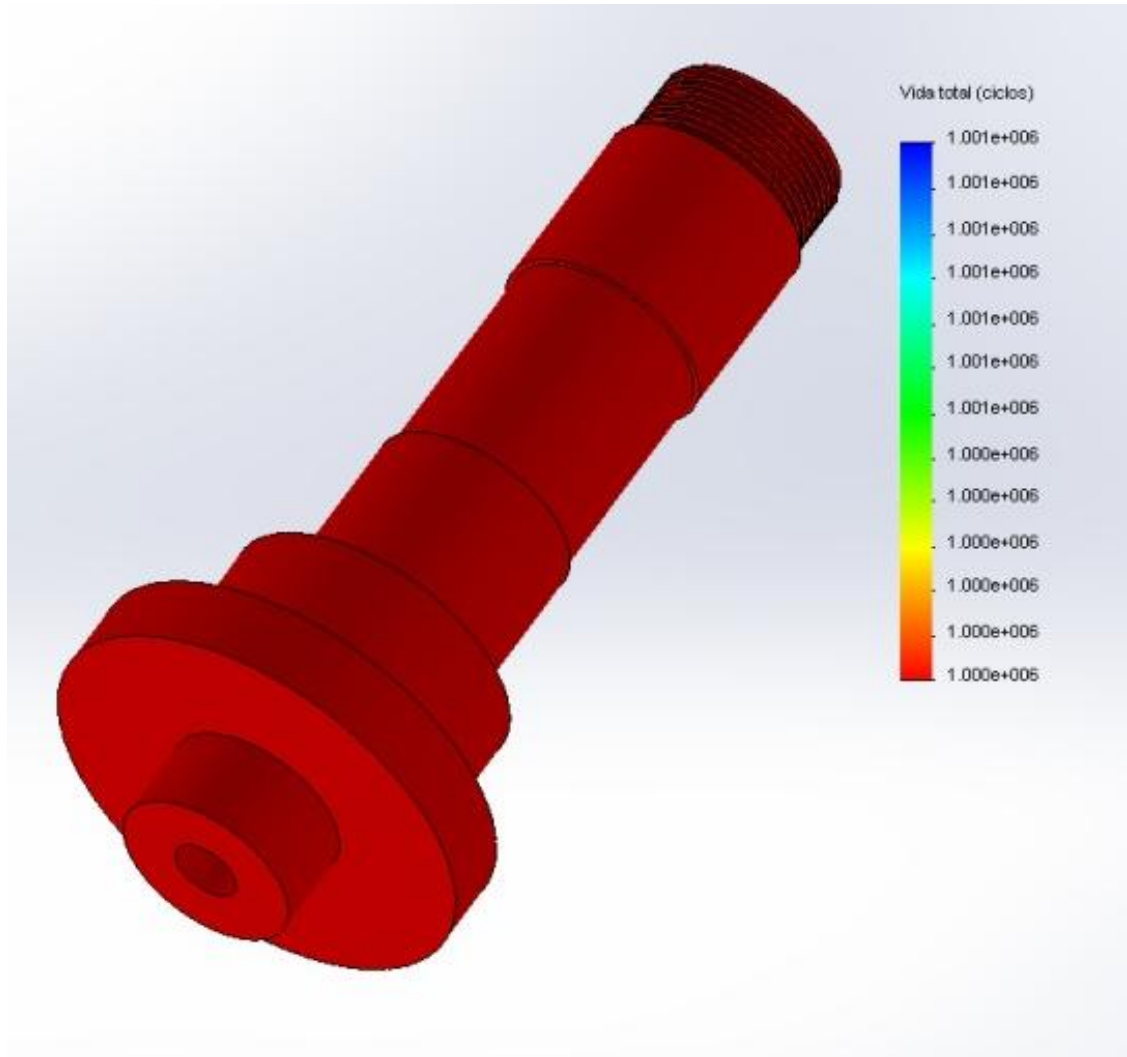


Fuente. Autores

5.5.4.1 Diseño por resistencia a la fatiga. Muchos de los elementos de máquinas, tales como cigüeñales, árboles, ejes, bielas y resortes, son sometidos a cargas variables. El comportamiento de los materiales bajo este tipo de carga es diferente a aquel bajo cargas estáticas; mientras que una pieza soporta una gran carga estática, la misma puede fallar con una carga mucho menor si ésta se repite un gran número de veces. Los esfuerzos variables en un elemento tienden a producir grietas que crecen a medida que éstos se repiten, hasta que se produce la falla total; este fenómeno se denomina fatiga. Por lo tanto, el diseño de elementos sometidos a cargas variables debe hacerse mediante una teoría que tenga en cuenta los factores que influyen en la aparición y desarrollo de las grietas, las cuales pueden producir la falla después de cierto número de

La **Figura 69** muestra el número de ciclos que causan fallos de fatiga para cada ubicación. El trazado se basa en las curvas SN y en la tensión alterna de cada ubicación. Vemos que el usillo con la condiciones dadas tendría una vida de 1.000.000.000 ciclos que contrastan con los 216000 al cual esta sometido.

Figura 69. Análisis CAE, husillo, porta herramienta. Vida



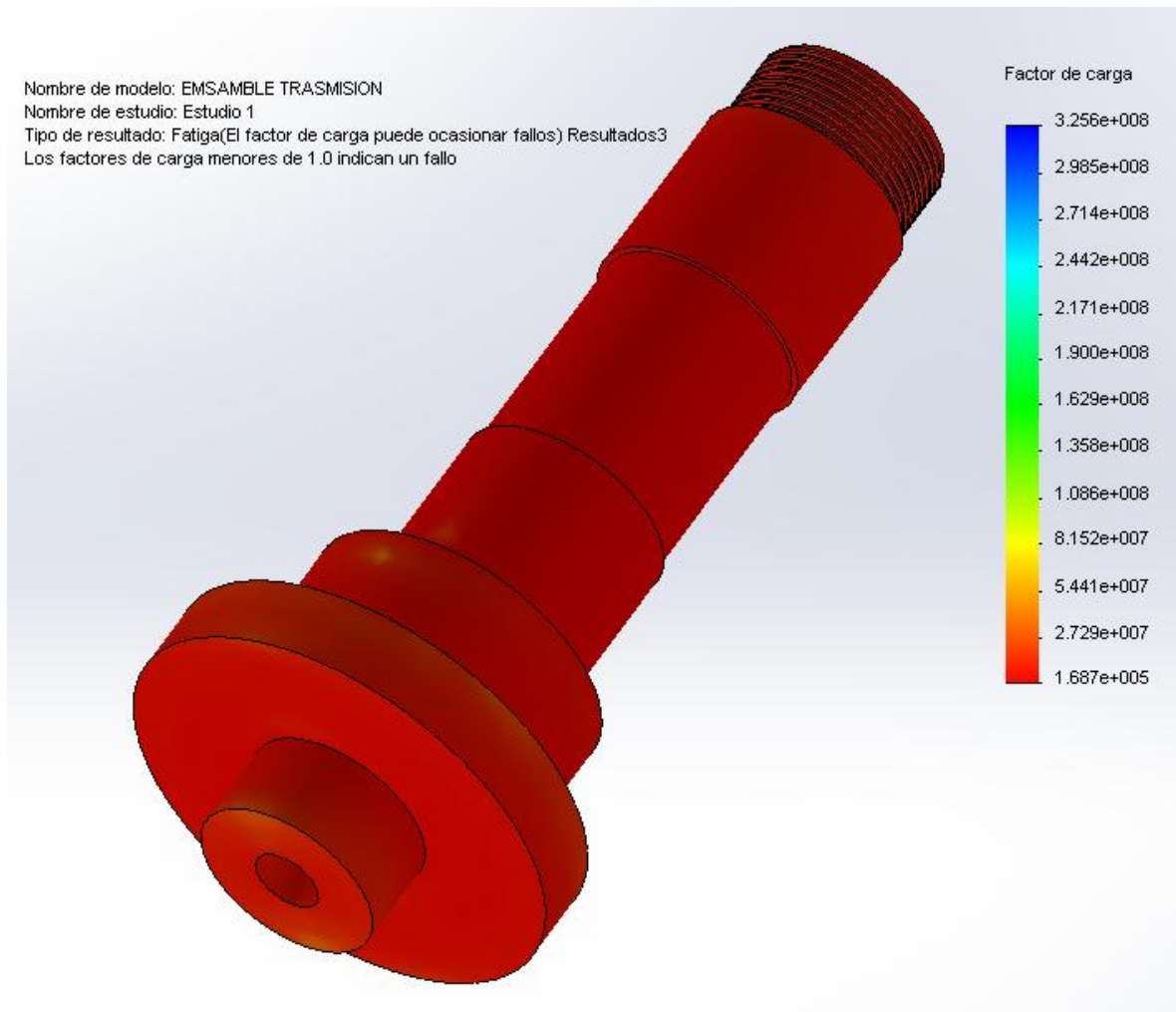
Fuente. Autores

✓ **Factor de carga.**

Muestra el factor de carga de seguridad para los fallos de fatiga en cada ubicación. El factor de carga mostrado en la **Figura 70** en cada ubicación indica

que el suceso de fatiga definido ocasionará un fallo de fatiga en esta ubicación si se multiplican por dicho valor las cargas definidas para el estudio previo; lo cual indica que el husillo posee gran factor de seguridad.

Figura 70. Análisis CAE, husillo, porta herramienta. Factor de Carga



Fuente. Autores

5.5.5 Selección de rodamientos transmisión

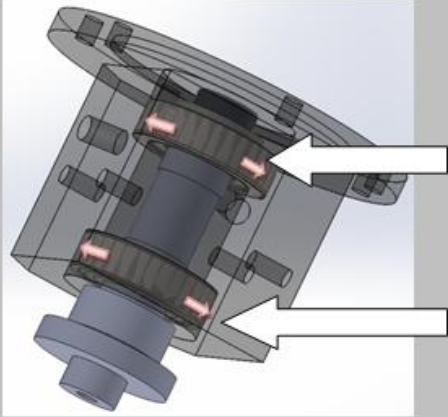
El espacio disponible para un rodamiento y sus partes adyacentes es por lo general limitado, por lo cual el tipo y tamaño del mismo debe ser seleccionado

dentro de esos límites. En la mayoría de los casos, el diámetro del eje queda fijado al principio por el diseño de la máquina; así pues, el rodamiento es a menudo seleccionado en base a su diámetro interior. Existen numerosas series de tipos y dimensiones de rodamientos normalizadas, y la selección del rodamiento óptimo entre ellas se hace necesaria.

La velocidad máxima de los rodamientos varía dependiendo no solo del tipo de rodamiento, sino también de su tamaño, tipo de jaula, cargas, método de lubricación, disipación de calor etc.

El diseño del Husillo señala que las cargas sobre este son muy bajas comparadas con la carga máxima admisible en los rodamientos, de modo que se deben analizar otras razones en base a las cuales seleccionar el rodamiento. Se determino del estudio del husillo que el diámetro donde se alojarían los rodamientos seria de 35mm; con este dato de entrada, con máxima velocidad de trabajo de 3600 rpm y teniendo en cuenta que la lubricación será por grasa, la **Tabla 39** muestra los rodamientos seleccionados y sus características.

Tabla 39. Rodamientos en la transmisión

RODAMIENTOS EN LA TRANSMISIÓN	
	
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">Rodamiento de rodillos cónicos 4T-33207</div>	
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">Rodamiento de rígido de bolas 6207</div>	
4T-32207 – Rodamiento de rodillos cónicos	
Diámetro Interno	$d = 35mm$
Diámetro Externo	$72mm$
Velocidad angular pista interior del rodamiento	$n = 3600 RPM$ $= 376.99 rad/s$
Velocidad límite – lubricado por grasa	$n_{max} = 5000 rpm$
Máxima carga radial	$Cr = 47000 N$
Espesor	$e = 18.25 mm$
6207 – Rodamiento rígido de bolas	
Diámetro Interno	$d = 35mm$
Diámetro Externo	$72mm$
Velocidad angular pista interior del rodamiento	$n = 3600 RPM$ $= 376.99 rad/s$
Velocidad límite – lubricado por grasa	$n_{max} = 9500 rpm$
Máxima carga radial	$Cr = 25700 N$
Espesor	$e = 17 mm$

Fuente. Autores

5.5.6 Subsistema de refrigeración

Los sistemas hidráulicos involucran una transferencia de energía que se traduce en el movimiento del fluido o en el aumento de presión. La bomba es el elemento mecánico para desarrollar esta transferencia por lo que es determinante en el proceso.

En el particular y en base a diversas pruebas realizadas se determino que un caudal de 10L/min satisface plenamente los requerimientos que el biselado y pulido del vidrio requiere.

✓ Selección de la bomba de impulsión

Las pérdidas por fricción en la tubería se extraen del manual de tubería de presión PAVCO, en su tabla de perdidas en tubería RDE21 **Tabla 40**.

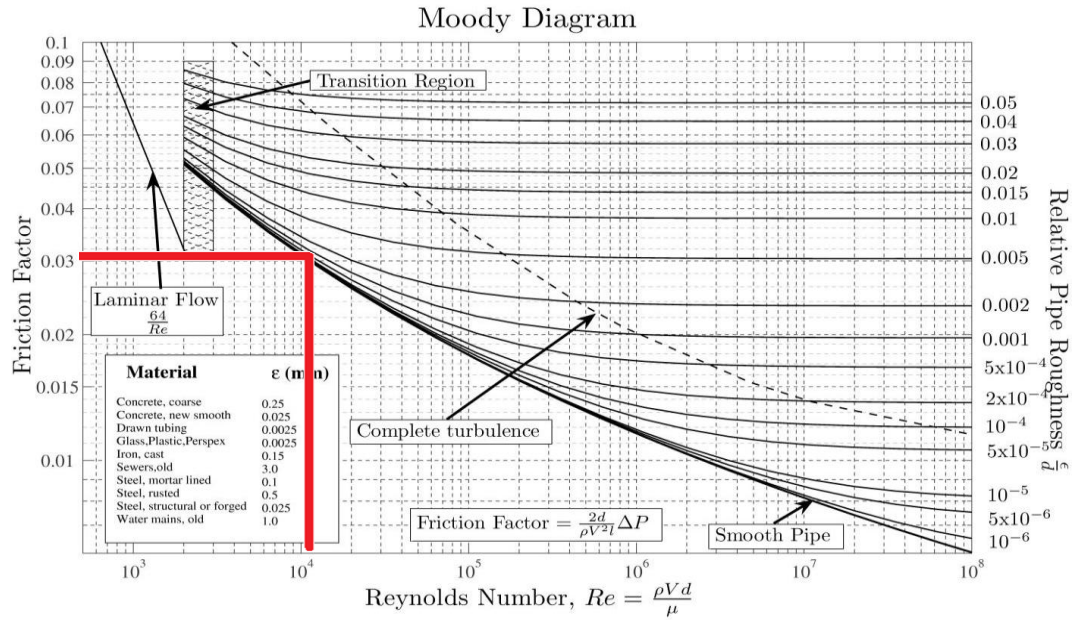
Tabla 40. Perdida de carga para tubería PVC RDE21.

Tubería RDE 21 m./100 m.	
gal/min	1/2"
2	1.56
4	5.61
6	11.89
8	20.24
10	30.58
12	72.96

Fuente. Manual de tubería PVC PAVCO

Para calcular las perdidas en los accesorios de la tubería se debe establecer el factor de fricción que se extrae del diagrama de Moody **Figura 71**.

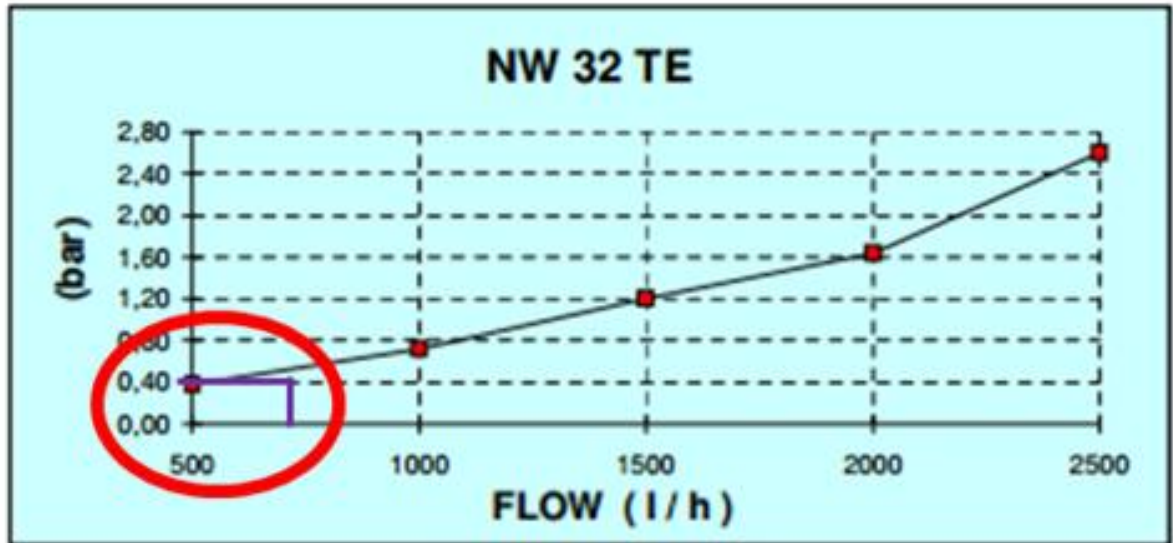
Figura 71. Diagrama de Moody



Fuente. <http://moody.usegrid.net/>

Una de las grandes pérdidas de carga que se presentan es por causa del filtro, este accesorio es muy importante pues el agua trae consigo partículas de vidrio, oxido de cerio y demás material que se encuentre en el ambiente, las pérdidas que se generan en este componente se encuentran dadas en la **Figura72**.

Figura 72. Perdidas de presión en el filtro



Fuente. www.setasa.es/dmdocuments/PRESSURE%20DROP%20LIST.pdf

Tabla 41. Selección de la Bomba de impulsión.

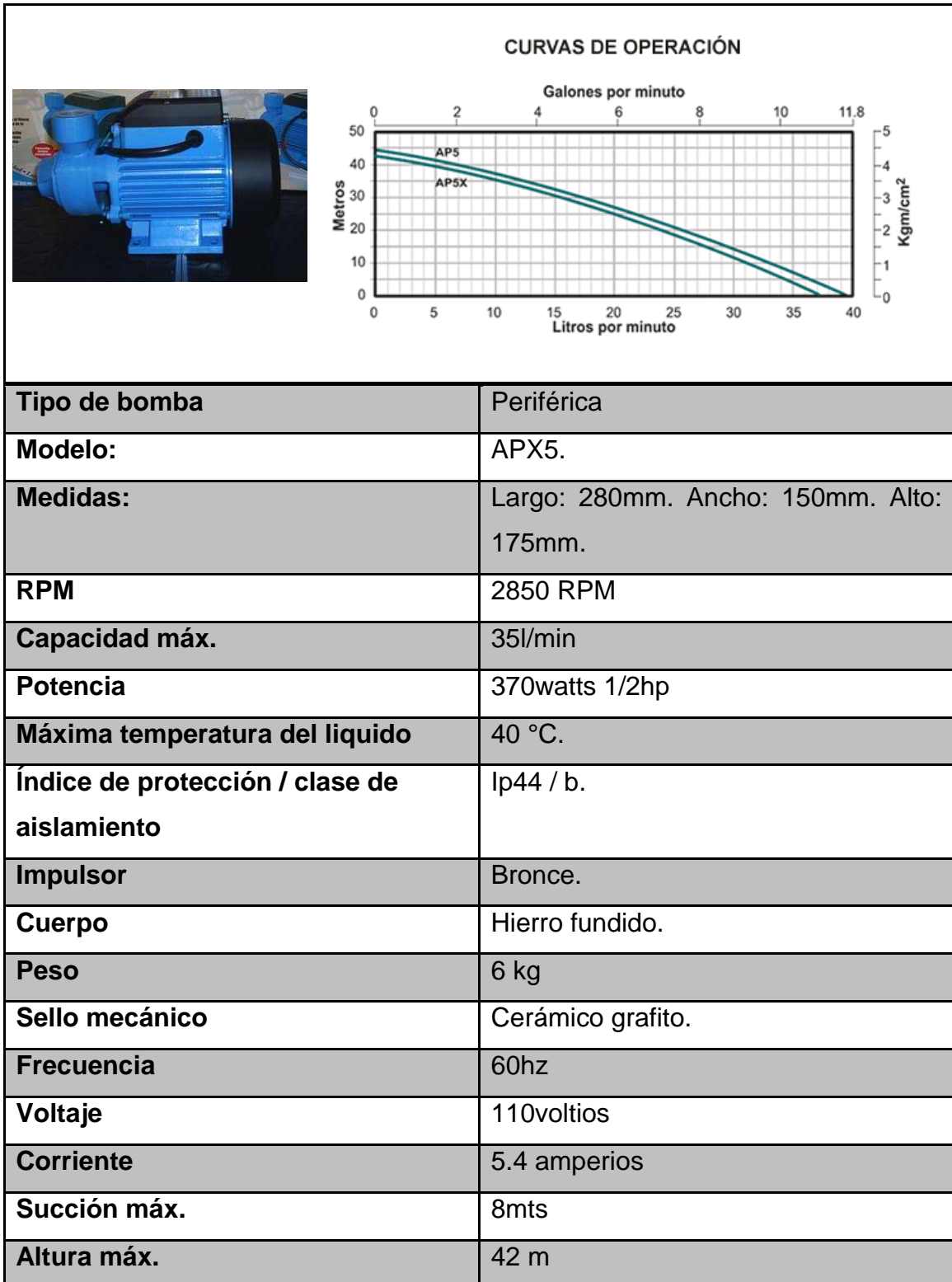
Selección de la bomba de impulsión		
PARAMETRO	ECUACION	VALOR
Diferencia de nivel entre el eje de la bomba y la altura máxima.	Montaje	$\Delta H = 1,076\text{m}$
Diámetro de tubería	Criterio del diseñador	$D = 0.0127$
Velocidad de flujo	$V = Q/A$	$V = 1.3 \text{ m/s}$
Tramo de tubería	Montaje	$L = 4\text{m}$
Hf tubería	Tabla 39	0.0624 m
Rugosidad tubería PVC	PAVCO	$e = 15 \times 10^{-7} \text{ m}$
Rugosidad relativa	e/D	1.18×10^{-4}
Numero de Reynolds	$Re = \frac{D * V * \rho_{H2O}}{\vartheta}$	$Re = 1.67 \times 10^4$

Selección de la bomba de impulsión		
PARAMETRO	ECUACION	VALOR
Fricción para la tubería PVC	Diagrama de Moody Figura 74	f=0.031
Perdidas en 3 codos	$h_{f_{\text{codos}}} = 3 * \frac{K * f * V^2}{2 * g}$ K=30 FT [Crane]	Hf _{codos} = 0.065 m
Perdidas en válvula	$h_{f_{\text{valvula}}} = \frac{K * f * V^2}{2 * g}$ K= 3 FT [Crane]	Hf _{valvula} = 2.16e-3 m
Perdidas por filtro	Figura 75	hf _{filtro} = 4 m
Perdidas por fricción	$\begin{aligned} h_f \text{ Descarga} \\ &= h_{f_{\text{tuberia}}} \\ &+ h_{f_{\text{codos}}} \\ &+ h_{f_{\text{valvula}}} \\ &+ h_{f_{\text{filtro}}} \end{aligned}$	$\begin{aligned} h_f \text{ Descarga} \\ &= 4.13 \text{ m} \end{aligned}$
Carga total de la bomba de impulsión	$\begin{aligned} H_{\text{total}} &= \Delta H_{\text{estática}} \\ &+ h_f \text{ Descarga} \end{aligned}$	5.2 m

Fuente. Autores

Según los resultados de la **Tabla 41** seleccionó una bomba cuya curva de operación **Tabla 42** cumple con estos requerimientos y que posee las siguientes características:

Tabla 42. Características de la bomba.



Fuente. <http://www.todoagua.aqua-soft.com.mx>

✓ **FUNCIONES:**

- Bomba de agua multipropósito de 1/2 HP que permite succión y elevación del agua (SIN ELEMENTOS SOLIDOS), con capacidad de 35 Litros/minuto.
- Ideal para conjuntos, fincas, piscinas, conjuntos residenciales, entre otros.
- Cuenta con impulsor en acero, garantizando una mayor duración y un mayor tiempo de servicio.
- Rotor en cobre para un mayor rendimiento del motor.
- Rotación sobre rodamiento que permite giros con menor fricción.
- Alimentación y salida de fluido de 1".
- Sello mecánico que evita el paso de líquido hacia el rotor
- Fuente de alimentación eléctrica 110 voltios.

✓ **Instalación**

- La bomba debe ser instalada en un lugar seco y bien ventilado, con una temperatura ambiente no mayor a 40°C.
- Fije la bomba con tornillos apropiados en una superficie sólida para evitar vibraciones.
- La bomba debe ser instalada en posición horizontal para asegurar que los rodamientos y sello mecánico puedan operar correctamente.
- El diámetro del tubo de succión no debe ser más pequeño que el nominal, lo recomendable es mantener el diámetro de fábrica.
- Si la altura de succión es mayor a 4 metros, utilice un tubo de mayor diámetro.
- Asegúrese que el tubo de succión esté completamente sellado e inmerso en agua hasta al menos 0.5 metros bajo el espejo o nivel de agua, para evitar la formación de vórtices.
- Siempre ponga una válvula de pie al final del tubo de succión.

- Es recomendable instalar una válvula de retención en la descarga y una válvula de compuerta para regular de la cantidad de flujo a fin de evitar peligrosos martilleos (cavitación) lo cual puede ser perjudicial para la bomba.
- La medida es obligatoria si la columna de entrega de agua es mayor a 6 metros. Los tubos hacia la succión y provenientes de la bomba deben ser instalados con soportes para evitar transmitir el estrés al cuerpo de la bomba. Tenga cuidado al instalar los tubos para que no sean forzados o causen daños a alguna parte.

✓ **Preparación de la bomba-cebado:**

Se debe llenar la bomba completamente con agua limpia antes de encenderla. El agua debe ser echada tras quitar el tapón de cebado. Luego se atornilla nuevamente el tapón y se enciende la bomba. La bomba debe cebarse nuevamente cuando no haya sido usada por periodos prolongados o cuando aire se halla metido en el sistema.

6. CONSTRUCCIÓN Y PRESUPUESTO

Todos los componentes, elementos, materiales y servicios utilizados en el proceso de construcción y ensamblaje de la máquina se adquirieron en el comercio local. En el desarrollo del proyecto se invirtieron recursos considerables en dinero, esto se representa en mano de obra, trabajo ingenieril y costo de materiales entre otros, los costos totales relacionados con el proceso de desarrollo del prototipo y construcción de la biseladora pulidora de formas se especifican a continuación.

6.1 MATERIALES Y ELEMENTOS

Se relaciona a continuación la descripción y costo de los materiales y elementos usados en la fabricación y ensamblaje de la Máquina Biseladora pulidora de formas.

Tabla 43. Presupuesto materiales.

ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	FUNDICIÓN GRIS	277 kilos	\$ 3500	\$ 969500
2	FUNDICION ALUMINIO	55.6 KILOS	\$ 13000	\$ 722800
3	PLATINAS DE ¾	6	\$ 370000	\$ 370000
4	LAMINA HOT ROLLED ESPESOR 3/16"	2	\$ 350000	\$ 350000
5	TUBO DE PERFORACION DE 7 1/4 "	1	\$ 50000	\$ 50000
6	TORNILLERIA GALVANIZADA	1	\$ 100000	\$ 100000
7	RODAMIENTOS 32024XU NTN	2	\$ 300000	\$ 600000
8	RODAMIENTOS 4T-30208 NTN	2	\$ 135000	\$ 270000

ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
9	TUERCA KM8 FAG	2	\$ 15000	\$ 30000
10	RODAMIENTO 4T-32011X NTN	1	\$ 45000	\$ 45000
11	RODAMIENTO 4T-32207	1	\$ 35000	\$ 35000
12	TUERCA AN07	2	\$ 15000	\$ 30000
13	RODAMIENTO 4T-30207 NTN	1	\$ 30000	\$ 30000
14	RODAMIENTO 1K28110512 FAG	1	\$40000	\$ 40000
15	RODAMIENTO 30203	2	\$ 17000	\$ 34000
16	RODAMIENTO 30202	2	\$ 17000	\$ 34000
17	TANQUE EN INOXIDABLE CALIBRE 18	1	\$115000	\$ 115.000
18	MOTOR DE 2.5 HP SIEMENS	1	\$ 1300000	\$ 1300000
34	BOMBA DE VACÍO DE ¼ HP	1	\$ 250000	\$ 250000
35	MANGUERA AIRE DE VACIO 1/2"	15 metros	\$ 7.000	\$ 105.000
36	VENTOSAS (CHUPAS)	8	\$ 10.000	\$ 80.000
37	CABLE ELECTRICO DUPLEX	6 metros	\$ 2.500	\$ 15.000
38	RACOR DE BRONCE DE 1/2"	4	\$2.500	\$10.000
39	VALVULA DE BOLA DE ACERO INOXIDABLE	1	\$35.000	\$35.000
40	BUJE DE BRONCE DE 1/2 "	4	\$3.000	\$12.000
41	SISTEMA ELÉCTRICO (BRONCE, ESCOBILLAS, CHIZAN, DALANGER)	1	\$500.000	\$500.000
42	CAJA PARA INTERRUPTOR, ACERO INOXIDABLE CALIBRE 20	1	\$40.000	\$40.000
43	BARRA ACERO 10-45 DE 2 ½	7	\$15.000	\$105.000
44	BARRA ACERO AISI 1045 DE 3 ½"	4	\$35.000	\$140.000
	TOTAL MATERIALES			\$5022300

Fuente: Autores

6.2 PLANIFICACION DEL PROCESO

En la siguiente tabla se muestran los diferentes procesos a los que fueron sometidos las piezas de la máquina biseladora pulidora de formas.

Tabla 44. Diferentes procesos

ITEM	DESCRIPCION	CANT	MATERIAL	T	Fr	Ta	So	Pi	Do
1	BASE	1	FUNDICION GRIS		X	X		X	
2	COLUMNA PRINCIPAL	1	ACERO H40	X		X	X	X	
3	BRIDA	1			X	X	X	X	
4	MESA	1	FUNDICION ALUMINIO		X	X		X	
5	ZAPATOS	4	FUNDICION DE ALUMINIO		X	X		X	
6	BUJE ZAPATOS	4	ACERO 1045	X		X			
7	BRAZO	1	LAMINA HOT ROLLED 3/16"			X	X	X	X
8	ANTEBRAZO	1	LAMINA HOT ROLLED 3/16"			X	X	X	X
9	EJE ANTEBRAZO	1	ACERO H40 Y ACERO 1045	X			X	X	
10	TAMBOR GIRATORIO	1	FUNDICION DE ALUMINIO	X		X		X	
11	BOTELLA	1	PLATINA	X	X	X	X	X	
12	PORTA ENGRANAJES	1	FUNDICION GRIS		X	X		X	
13	TORNILLO DE POTENCIA	1	ACERO 1045	X			X	X	
14	TUERCA TORNILLO DE POTENCIA	1	ACERO ASTM 1020	X		X	X	X	
15	FORRO TORNILLO	1	ACERO H40 Y PALTINA	X		X	X	X	

ITEM	DESCRIPCION	CANT	MATERIAL	T	Fr	Ta	So	Pi	Do
	DE POTENCIA		3/4"						
16	BASE DE LA MANDIBULA	1	FUNDICION GRIS	X		X		X	
17	PLACA DE ALINEACION	1	PLATINA 3/4 "			X	X	X	
18	MANDIBULA	1	PLATINA 3/8"			X	X	X	

Fuente: Autores

A continuación se relacionan los costos de cada uno de los procesos.

Tabla 45. Presupuesto procesos de manufactura.

IDENTIFICACION	PROCESO	COSTO TOTAL
To	TORNEADO	\$ 6.000.000
Fr	FRESADO	
Ta	TALADRADO	
So	SOLDADURA	\$ 500.000
Ga	GALVANIZADO	\$ 200.000
Pi	PINTURA	\$ 300.000
Do	DOBLADO	\$ 50.000
	ARMADO	\$ 1.000.000
VALOR TOTAL	\$ 8.050.000	

Fuente: Autores

En la tabla 46 se relaciona el presupuesto total del presente proyecto.

Tabla 46. Presupuesto total del proyecto

GASTOS GENERALES	VALOR
Papelería (Memorias, cartas, fotocopias, carpetas, borradores, empastes, etc.)	\$ 200.000
Bibliografía (Libros técnicos, manuales)	\$ 100.000
Transporte	\$ 300.000
Asesoría en la construcción de la máquina	\$ 300.000
Trabajo Intelectual	\$ 1'500.000
Asesoría Profesional	\$ 1'500.000
Subtotal	\$ 3'900.000
GASTOS CONSTRUCTIVOS	
Materiales y elementos	\$ 5'022.300
Proceso de fabricación	\$ 8.050.000
Subtotal	\$ 13'072.300
TOTAL	\$ 16'972.300

Fuente: Autores

6.2.1 Proceso de torneado, taladrado, fresado y pulido

Estos procesos se llevaron a cabo en el taller Indutes, situado en la carrera 14 # 57 – 140 vía Girón, la mayoría de piezas pasaron por alguno o varios de estos procesos, las máquinas utilizadas fueron: Fresadora FSH TOS, Torno ZMM sliven y un taladro de columna Ibarria.

Figura 73. Máquinas utilizadas en los procesor de torneado, taladrado y fresado.



Torno ZMM sliven



Fresadora FSH TOS



Taladro de columna Ibarria

Fuente: Autores

6.2.2 Proceso de soldadura, pintura, doblado y armado.

Los procesos de soldadura, pintura y armado se realizaron en el taller del señor Luis Eduardo Velandia Girón, ubicado en la carrera 16 N° 22-41.

El proceso de soldadura con electrodo revestido o comúnmente conocida como soldadura manual de arco eléctrico, es versátil y puede realizarse con un equipo relativamente barato, haciéndolo adecuado para trabajos de taller, por esta razón

se decidió utilizar este tipo de soldadura en la máquina biseladora pulidora de formas.

Se utilizó la pintura epóxica por su alto nivel anticorrosivo, el armado de la máquina se hizo después de tener todas las piezas terminadas.

El proceso de doblado fue solicitado a los proveedores de los distintos materiales utilizados.

6.3 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA ESTRUCTURAL

El proceso constructivo del sistema estructural requirió un especial cuidado, porque este soporta todo el peso de la máquina.

6.3.1 Base

La base se construyó en fundición gris con espesor de pared de veinte milímetros, para esto fue necesario inicialmente construir un modelo en madera, este fue utilizado para crear un molde en arena que posteriormente se llenó con la colada de la fundición gris; el trabajo fue realizado en Fundiciones Forty, microempresa ubicada en la calle 24 N° 12- 23 de Bucaramanga. Terminada la parte de fundición de la base se procedió a eliminar todos los desperfectos que dejó este proceso, con el uso de la fresadora se le dio el acabado superficial requerido.

La base se diseñó para fácil acceso a los distintos elementos que se encuentran en ella y para una fácil construcción, también se tuvo en cuenta que tenga la altura correcta para facilitar el trabajo del operario.

En la figura 74 se muestra el modelo de la base en madera. En la figura 75 se observa cómo se moldeó la base en arena y en la figura 76 se presenta la base fundida.

Figura 74. Modelo de la base en madera



Fuente: Autores

Figura 75. Moldeo de base en arena



Fuente: Autores

Figura 76. Base fundida



Fuente: Autores

6.3.2 Columna principal

La columna principal esta hecha en tubo de perforación de acero H40; este se une solidario a una brida con un cordón de soldadura 7018; posteriormente en el torno se alcanzan las medidas requeridas. En la figura 77 se muestra la columna principal.

Figura 77. Columna principal

Fuente: Autores

177

6.4 CONSTRUCCIÓN SISTEMA DE POSICIONAMIENTO

Este sistema está constituido por varias piezas, algunas fundidas y otras en acero.

6.4.1 Brazo

Esta pieza está construida a partir de lámina Hot Rolled de espesor 3/16", el doblado fue solicitado al proveedor en este caso corpliegues que está ubicado en la calle 23 N^o 12-53 de Bucaramanga; se utilizó soldadura manual de arco 6015 de 1/8" en los cordones del brazo; para unir el brazo al tambor giratorio en un extremo se soldó una lámina Hot Rolled de 3/4"; además para lograr adherir el brazo y el antebrazo se hizo necesario colocar dos lámina Hot Rolled de 3/4" en un extremo de la pieza. La figura 78 muestra las platinas de refuerzo ubicadas en el brazo y la forma como se montaron, en la figura 79 se ve el brazo en su estado final.

Figura 78. Platinas de refuerzo en el brazo



Fuente: Autores

Figura 79. Brazo



Fuente: Autores

6.4.2 Antebrazo

El antebrazo esta hecho de lámina Hot Rolled de espesor 3/16", en uno de sus extremos tiene soldado un eje que permite la unión de este con el brazo; en el otro extremo lleva soldada una platina de 3/4 de pulgada que sirve de acople entre el antebrazo y la botella. En la figura 80 se visualiza el antebrazo y en la figura 81 el eje del antebrazo en su proceso de construcción.

Para el eje se tomo un tubo de perforación H40, de diámetro exterior 100 mm.

Figura 80. Antebrazo



Fuente: Autores

Figura 81. Eje antebrazo

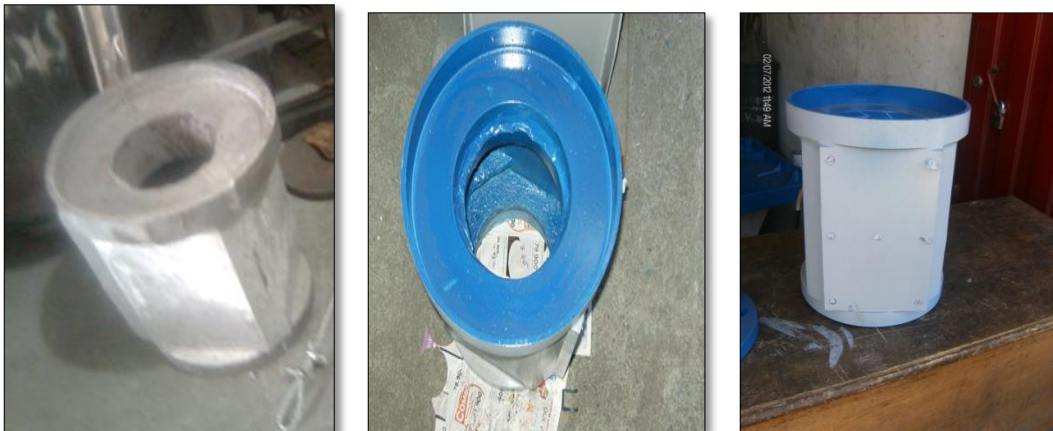


Fuente: Autores

6.4.3 Tambor giratorio

El tambor giratorio se construyó en fundición de aluminio, este material es fácil de mecanizar. Para su elaboración fue necesario usar un modelo del mismo en madera que permitiera copiar en su mínimo detalle la geometría de esta pieza. En la figura 82 se visualiza el tambor giratorio.

Figura 82. Tambor giratorio



Fuente: Autores

6.4.4 Botella

Para la construcción de este elemento se utilizaron lámina Hot Rolled de 3/8" y lamina hot rolled de 3/16", se unieron con soldadura 7018, además se uso una barra de acero AISI 1045 de diámetro 2 1/2".

Figura 83. Botella



Fuente: Autores

6.5 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO.

El sistema mecánico requirió de varios procesos ya que este es el que mayor número de piezas lo componen.

6.5.1 Tornillo de potencia

La barra de acero 1045 se llevó al torno, allí con los datos geométricos calculados se maquino la respectiva geometría.

Figura 84. Tornillo de potencia



Fuente: Autores

6.5.2 Tuerca del tornillo de potencia

Se construye en el torno donde se hizo la rosca; además lleva soldada una lámina Hot Rolled de 3/4" que cumple la función de unir solidariamente la tuerca y la base de la mandíbula.

Figura 85. Tuerca del tornillo de potencia



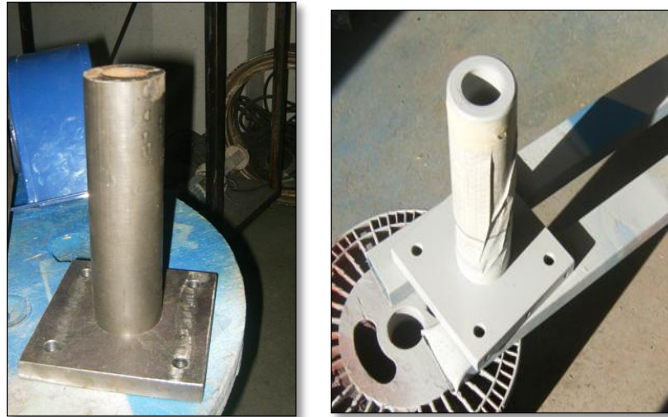
Fuente: Autores

6.5.3 Base tornillo de potencia

La base está constituida de dos materiales, uno es lámina Hot Rolled de 3/4" y el otro un tubo de perforación H40, la platina esta solidaria al tubo con soldadura

7018. Se le hizo 4 perforaciones a la platina las cuales sirven para sujetar con tornillos de 3/8" la base al porta engranajes.

Figura 86. Base tornillo de potencia



Fuente: Autores

6.5.4 Base mandíbula.

Para este elemento fue necesario hacer un modelo en madera, que sirvió como molde para la fundición de la pieza. Después de fundida la base se llevó al taller donde se le dio el acabado superficial deseado en la fresadora.

Figura 87. Base mandíbula



Fuente: Autores

6.5.5 Volante

El volante esta hecho de aluminio. Para poder fundir la pieza se hizo un modelo en madera. En la fresadora y el torno se alcanzó la geometría requerida

Figura 88. Volante.



Fuente: Autores

6.5.6 Eje volante

Para el eje se utilizo un barra de acero AISI 1045, tiene tres secciones sus dimensiones se lograron gracias al torno, en un extremo lleva una rosca ordinaria, el otro extremo se deajo en ajuste forzado con el piñón y en el centro el diámetro en ajuste deslizante con los rodamientos.

En la figura 89 se observa el eje maquinado.

Figura 89. Eje volante

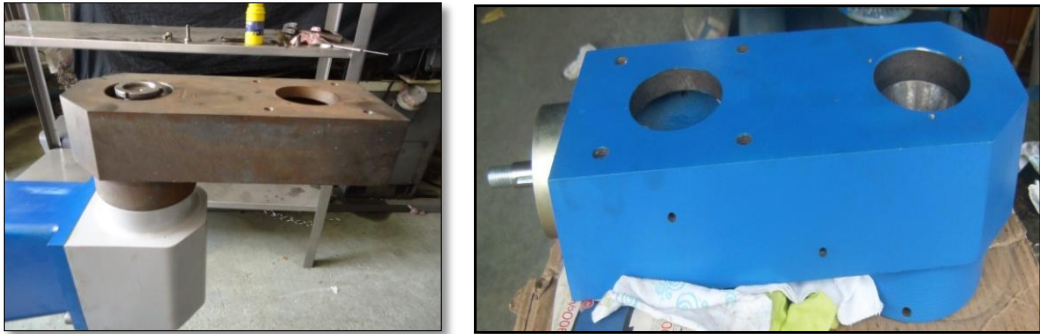


Fuente: Autores

6.5.7 Porta engranajes.

Para este elemento se necesito la creación de un molde en madera, para copiar la geometría requerida, después de fundir la pieza se llevo a la fresadora para limpiar la superficie. En la figura 90 se puede observar el porta engranajes.

Figura 90. Base sistema mecánico



Fuente: Autores

6.6 CONSTRUCCION SISTEMA MECANIZADO DEL VIDRIO

6.6.1 Mandíbula

Esta constituida de lamina hot rolled de 3/8" y unida con soldadura de arco electrodo 7018.

Figura 91. Mandibula

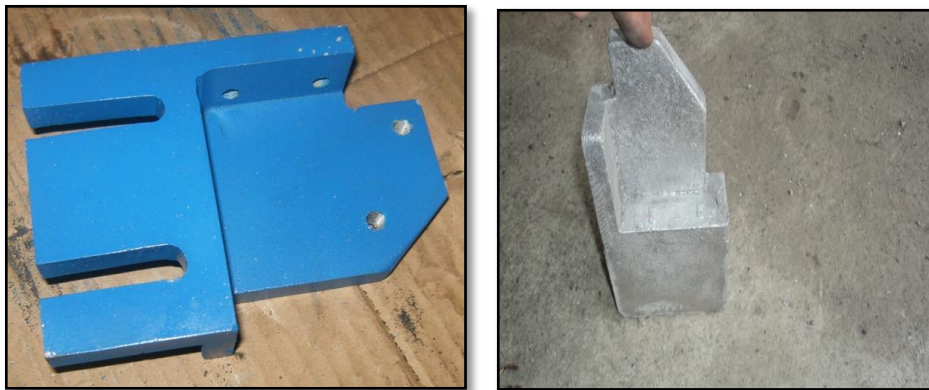


Fuente: Autores

6.6.2 Base guías

Construida en fundición de aluminio, se mecanizó en la fresadora y los diferentes orificios se hicieron en el taladro.

Figura 92. Base guías



Fuente: Autores

6.6.3 Guia lateral

Hecha en bronce, su forma se logro en el torno.

Figura 93. Guía lateral



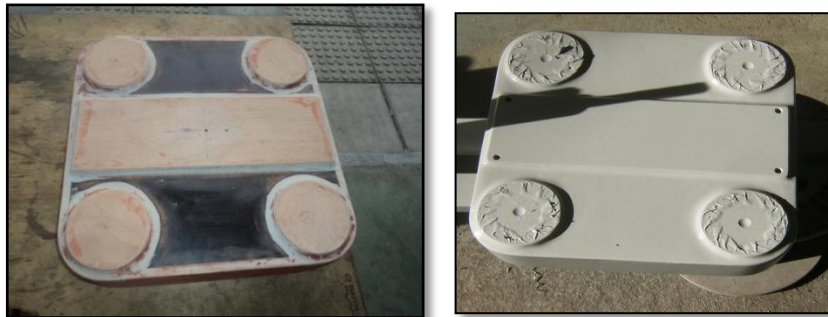
Fuente: Autores

6.7 CONSTRUCCION DEL SISTEMA DE SUJECION DEL VIDRIO

6.7.1 Mesa

Fue necesario hacer un molde en madera para fundir la pieza, después de fundir se llevo al taller y en la fresadora se le dio el acabado final.

Figura. 94 Mesa



Fuente: Autores

6.7.2 Zapatos

Se hizo necesario hacer un modelo en madera para fundir la pieza, el material de los zapatos es aluminio y la geometría se logro en la fresadora.

Figura 95. Zapatos



Fuente: Autores

7. PRUEBAS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA.

A la máquina biseladora de vidrio se le realizó una prueba de movilidad, donde se verificó que su desplazamiento fuera suave y sin interrupciones, una prueba de pulido donde se comprobó que el resultado final del producto fuera de excelente calidad, se revisó el buen funcionamiento de los sistemas de vacío y recirculación del agua, además se verificó que el sistema eléctrico no presentara problemas.

7.1 PRUEBA DE MOVILIDAD

En la figura 96 se observa la herramienta en su máximo desplazamiento por debajo del nivel del vidrio.

Figura 96. Herramienta por debajo del nivel del vidrio



Fuente: Autores

En la figura 97 se puede observar la herramienta completamente alineada con el vidrio y lista para trabajar.

Figura 97. Herramienta a nivel del vidrio



Fuente: Autores

En la figura 98 se puede ver la herramienta en su máximo desplazamiento vertical por encima del nivel del vidrio, esto garantiza que se puedan trabajar vidrios de diferentes espesores.

En esta prueba se comprobó que el desplazamiento es suave y el sistema presenta un buen funcionamiento.

Figura 98. Herramienta por encima del nivel del vidrio



Fuente: Autores

La prueba que se hizo a las partes móviles de la maquina, arrojó excelentes resultados, los diferentes desplazamientos de la maquina se realizan suaves y sin ninguna dificultad para el operario.

7.2 PRUEBA DE PULIDO

La prueba de pulido se hizo con vidrio de 10 milímetros de espesor, se uso una piedra para el desbaste diamantada y la otra para darle el acabado final o abrillantado. En la figura 99 se puede ver las herramientas usadas para pulir, en la figura 100 se observa el vidrio sin pulir, en la figura 101 se ve como se pule el vidrio y en la figura 102 se observa el vidrio pulido.

Figura 99. Herramientas para pulir



Fuente: Autores

Figura 100. Vidrio sin pulir



Fuente: Autores

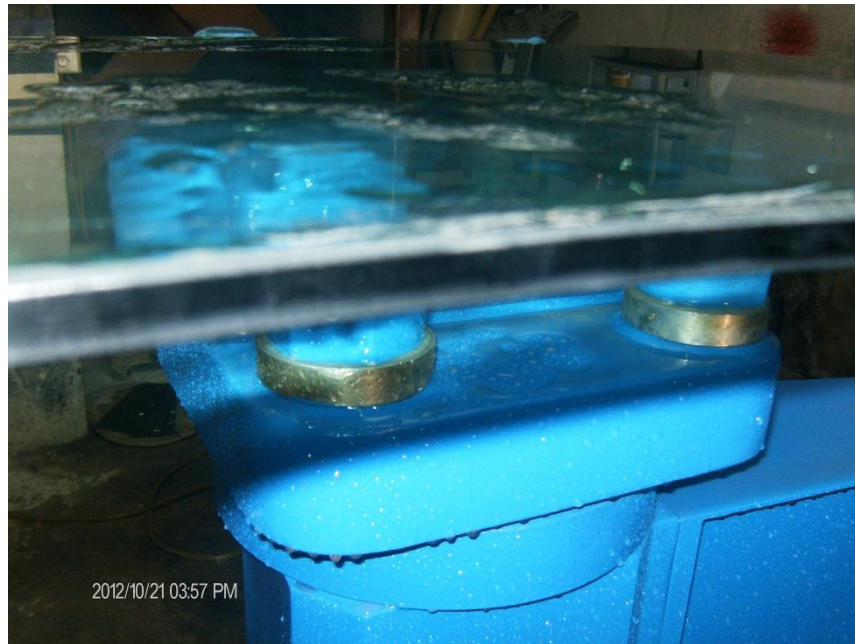
Figura 101. Puliendo el vidrio





Fuente: Autores

Figura 102. Vidrio pulido



Fuente: Autores

En las figuras anteriores se observan pruebas para un vidrio de 10 milímetros de espesor y de geometría irregular, la maquina mostro buen comportamiento para

vidrios de diferentes espesores y dimensiones con una calidad en el producto visualmente excelente.

7.3 PRUEBA SISTEMA DE VACIO

Es de vital importancia que no se presente deslizamiento del vidrio sobre las ventosas para que la herramienta realice el trabajo sin ningún problema. En la figura 103 se observa como las ventosas sujetan el vidrio para evitar su movimiento.

Figura 103. Succión de las ventosas



Fuente: Autores

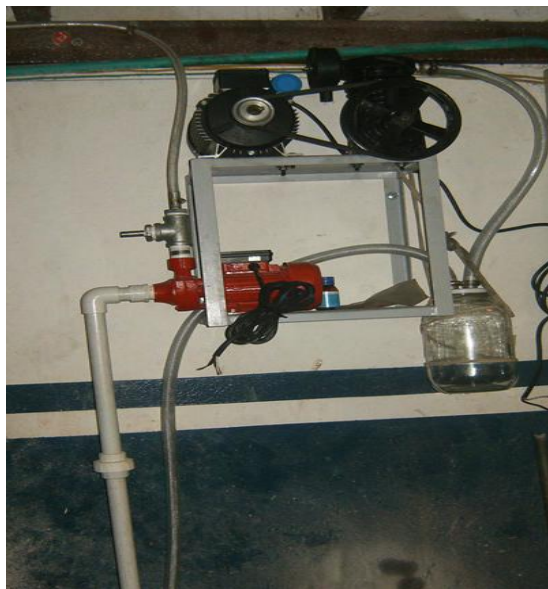
El sistema de vacío funciona bien y suministra buen agarre para inmovilizar la pieza en el mecanizado.

7.4 PRUEBA RECIRCULACION DE AGUA

La herramienta necesita de suficiente agua para realizar bien su trabajo, de lo contrario puede dañar la superficie del vidrio y no evacuar las partículas que se desprenden del mecanizado.

En la figura 104 se observa el buen funcionamiento que presento el sistema de recirculación de agua y la bomba que realiza esta labor.

Figura 104. Recirculación de agua



Fuente: Autores

7.5 PRUEBA SISTEMA ELECTRICO

La Maquina biseladora de vidrio necesita de un sistema eléctrico especial que le permita el libre desplazamiento por todo el contorno del vidrio, debido a esto fue necesario la construcción de un dispositivo que cumpliera con dicha función. En la figura 105 se puede observar dicho dispositivo.

Figura 105. Rotor



Fuente: Autores

En la figura 106 se observa el sistema eléctrico,

Figura 106. Sistema eléctrico



Fuente: Autores

El dispositivo rotor del sistema eléctrico cumplió a cabalidad su función, permitiendo el libre desplazamiento de los brazos de la maquina por el contorno del vidrio, los cambios de velocidad en el husillo se lograron gracias al variador de frecuencia con el que cuenta el motor, este variador reduce el peso y es mas compacto comparado con otros reductores.

8. CONCLUSIONES

- Con el diseño y construcción de la máquina biseladora de vidrio se cumple una vez más la misión de la Universidad Industrial de Santander, de contribuir al mejoramiento de la calidad de vida de la región, mediante un aporte tecnológico al sector del vidrio. La máquina biseladora de Vidrio desarrollada mediante el presente proyecto de grado es un producto totalmente funcional y es una propuesta viable económicamente para los pequeños y medianos empresarios del sector vidriero, además cubre las necesidades del cliente en reducir tiempo y costo en los procesos.
- Se cumplió con el objetivo de diseñar y construir una máquina biseladora de vidrio, con capacidad de biselar y pulir vidrios con dimensiones máximas de 2.5 x 2.5 metros, espesor máximo de 19 milímetros, conexión de la máquina a tensión trifásica de 220 voltios, con sistema de vacío, un motor de 2.5 HP y variador de frecuencia. Se ensayaron varios trabajos como el biselado, pulido y diferentes cantos en vidrios de magnitud y espesor variada, con tal resultado se logro un funcionamiento seguro en la maniobrabilidad, preciso en la realización de diferentes tipos de trabajos y robusto en el sentido en que la calidad no fue afectada por los diversos vidrios.
- El uso de la metodología del *QFD* fue una ayuda de gran importancia porque nos permitió desglosar cada uno de los parámetros de diseño y tomar las mejores decisiones para satisfacer los requerimientos. Es preciso resaltar el cumplimiento de las especificaciones de la máquina según los deseos del cliente.

- Para el diseño de la máquina se implementa el análisis teórico como primer punto de partida y se realiza posteriormente un análisis mediante CAE que permite comprobar y complementar los parámetros de los diseños y las selecciones de los elementos del proyecto. Se plantea una documentación a través de tablas iterativas y su validación con el método de elementos finitos.
- El desarrollo de este proyecto permitió que los autores aplicaran los conocimientos adquiridos durante su paso por la academia, puntualizando conceptos sobre estática, procesos de manufactura, hidráulica, neumática, resistencia de materiales y diseño de máquinas; trayendo grandes aportes prácticos en las diferentes ramas de la Ingeniería Mecánica que ampliaron la experticia de los autores.
- El ensamble de la máquina biseladora de vidrio fue desarrollado teniendo en cuenta que el proceso sobre el vidrio es muy exigente en cuanto a precisión y cualquier desalineamiento quebrará el vidrio sobre la máquina, de modo que los autores fueron extremadamente cuidadosos y usaron buenas prácticas durante el armado de la máquina, llevando a resultados satisfactorios en las formas que la máquina desarrolla.
- El proceso de construcción de la máquina biseladora de vidrio fue desarrollado en su totalidad con mano de obra y materiales locales, los procesos de mecanizado, soldadura, fundición y modelado fueron realizados en el área metropolitana de Bucaramanga, contribuyendo de esta manera con el progreso de la ciudad y de las personas que participaron en el proyecto.

BIBLIOGRAFIA

COMPAÑÍA GENERAL DE ACEROS. Propiedades mecánicas de los materiales. Disponible <www.cga.com.co>.

FAIRES, V. Diseño de elementos de máquinas. México: Limusa, 1998.

GLASS MACHINE MAQUINARIA PARA VIDRIO. Datos técnicos biseladora y pulidora de formas. Disponible < <http://www.glassmachinez.com/gm/productos-y-servicios.html>>

GONZÁLEZ, Carlos. Diseño de Elementos de Maquina, Universidad Industrial de Santander ,1987.

GROOVER, Mikell. Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas. México: Prentice Hall, 2007. p. 543-593.

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

INDUGLASS INDUSTRIA DEL VIDRIO. Propiedades del vidrio. Disponible < <http://www.induglass.com/productos/productos.htm>>

METRAL COMPAÑÍA PARA EL VIDRIO. Características maquina biseladora de formas. Disponible < <http://www.metral.com/productos.asp?id=1>>

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson, 2006. P. 944.

NTN CORPORATION. Catalogo de rodamientos. 2004. Disponible
<www.ntnamerica.com>.

QFDLAT. Formulario QFD. Disponible en internet

ANEXOS

ANEXO A. PROPIEDADES FUNDICION GRIS

TABLA 12.3 Propiedades y aplicaciones típicas de los hierros colados

Hierro colado	Tipo	Resistencia tensil máxima (MPa)	Resistencia a la cedencia (MPa)	Elongación en 50 mm (%)	Aplicaciones típicas
Gris	Ferrítico	170	140	0.4	Componentes para tuberías y sistemas sanitarios
	Perlítico	275	240	0.4	Motores, máquinas herramientas
	Martensítico	550	550	0	Superficies de desgaste
Dúctil (nodular)	Ferrítico	415	275	18	Tuberías, servicio general
	Perlítico	550	380	6	Cigüeñales, piezas de alto esfuerzo
	Martensita revenida	825	620	2	Piezas para máquinas de alta resistencia, piezas resistentes al desgaste
Maleable	Ferrítico	365	240	18	Herrajes, acoplamientos para tubos, servicio de ingeniería en general
	Perlítico	450	310	10	Equipo de ferrocarril, acoplamientos
	Martensita revenida	700	550	2	Equipo de ferrocarril, engranes, bielas
Blanco	Perlítico	275	275	0	Piezas resistentes al desgaste, rodillos de molino

ANEXO B. TABLAS PARA EL DISEÑO DE TORNILLOS DE POTENCIA.

Tabla 1. Diámetros normalizados para tornillos de potencia.

TAMAÑO		ROSCAS CUADRADAS		ROSCAS ACME				ROSCAS TRAPEZOIDALES (RECOMENDADO)		
		Hilos por pulg	Diámetro menor pulg	Hilos por pulg	Diámetro menor regular pulg	Diámetro menor achatado pulg	Hilos por pulg			
pulg	cm		cm		cm	cm				
$1/4$	0,635	10	0,163	0,414	16	0,188	0,477	0,213	0,541	
$5/16$	0,793				14	0,241	0,612	0,270	0,685	
$3/8$	0,952	8	0,266	0,675	12	0,292	0,741	0,325	0,825	
$7/16$	1,111				12	0,354	0,899	0,388	0,985	
$1/2$	1,270	$6\ 1/2$	0,366	0,929	10	0,400	1,016	0,440	1,117	20
$5/8$	1,547	$5\ 1/2$	0,466	1,183	8	0,500	1,270	0,550	1,397	20
$3/4$	1,905	5	0,575	1,460	6	0,583	1,480	0,650	1,651	16
$7/8$	2,222	$4\ 1/2$	0,681	1,729	6	0,708	1,798	0,775	1,968	16
1	2,540	4	0,781	1,983	5	0,800	2,032	0,880	2,235	12
$1\ 1/8$	2,857				5	0,925	2,349	1,005	2,552	12
$1\ 1/4$	3,175	$3\ 1/2$	1,000	2,540	5	1,050	2,667	1,130	2,870	10
$1\ 3/8$	3,492				4	1,125	2,857	1,225	3,111	10
$1\ 1/2$	3,810	3	1,208	3,068	4	1,250	3,175	1,350	3,429	8
$1\ 3/4$	4,445	$2\ 1/2$	1,400	3,556	4	1,500	3,810	1,600	4,064	7
2	5,080	$2\ 1/4$	1,612	4,094	4	1,750	4,445	1,850	4,699	6
$2\ 1/4$	5,715	$2\ 1/4$	1,862	4,729	3	1,917	4,869	2,050	5,207	6
$2\ 1/2$	6,350	2	2,063	5,240	3	2,167	5,504	2,300	5,842	5
$2\ 3/4$	6,985	2	2,313	5,875	3	2,417	6,139	2,550	6,477	5
3	7,620	$1\ 3/4$	2,500	6,350	2	2,500	6,350	2,700	6,858	5
$3\ 1/2$	8,890	$1\ 5/8$	2,962	7,523	2	3,000	7,620	3,200	8,128	5
4	10,160	$1\ 1/2$	3,418	8,681	2	3,500	8,890	3,700	9,398	4
$4\ 1/2$	11,430				2	4,000	10,160	4,200	10,668	4
5	12,700				2	4,500	11,430	4,700	11,938	4

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

Tabla 2. Coeficiente de fricción

Steel screw and bronze or cast-iron nut			Thrust-collar friction		
Conditions	Average coefficient of friction, μ		Materials	Average coefficient of friction, μ_c	
	Starting	Running		Starting	Running
High-grade materials and workmanship and best running conditions . . .	0.14	0.10	Soft steel on cast iron	0.17	0.12
Average quality of materials and workmanship and average running conditions	0.18	0.13	Hardened steel on cast iron	0.15	0.09
Poor workmanship or very slow and infrequent motion with indifferent lubrication or newly machined surfaces	0.21	0.15	Soft steel on bronze	0.10	0.08
			Hardened steel on bronze	0.08	0.06

* After C. W. Ham and D. G. Ryan, An Experimental Investigation of the Friction of Screw Threads, *Univ. Illinois Eng. Expt. Sta. Bull.* 247, 1932.

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

ANEXO C. TABLAS PARA DISEÑO DE ENGRANAJES CÓNICOS

TABLA 8-3 Módulos normalizados

Módulo (mm)	P_d equivalente	P_d normalizado más cercano (dientes/pulg)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

TABLA 10.3 Factores de distribución de carga K_m para engranes cónicos

Tipo de engrane	Ambos engranes montados en pósito	Un engrane montado en pósito	Ningún engrane montado en pósito
Calidad comercial general	1.44	1.58	1.80
Engrane comercial de alta calidad	1.20	1.32	1.50

Fuente: Tomado de AGMA 6010-E88, *Standard for Spur, Helical, Herringbone and Bevel Enclosed Drives* (Norma para transmisiones de engranes cerrados rectos, helicoidales, en espina de pescado y cónicos) con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314.

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

✓ FACTOR DE GEOMETRIA

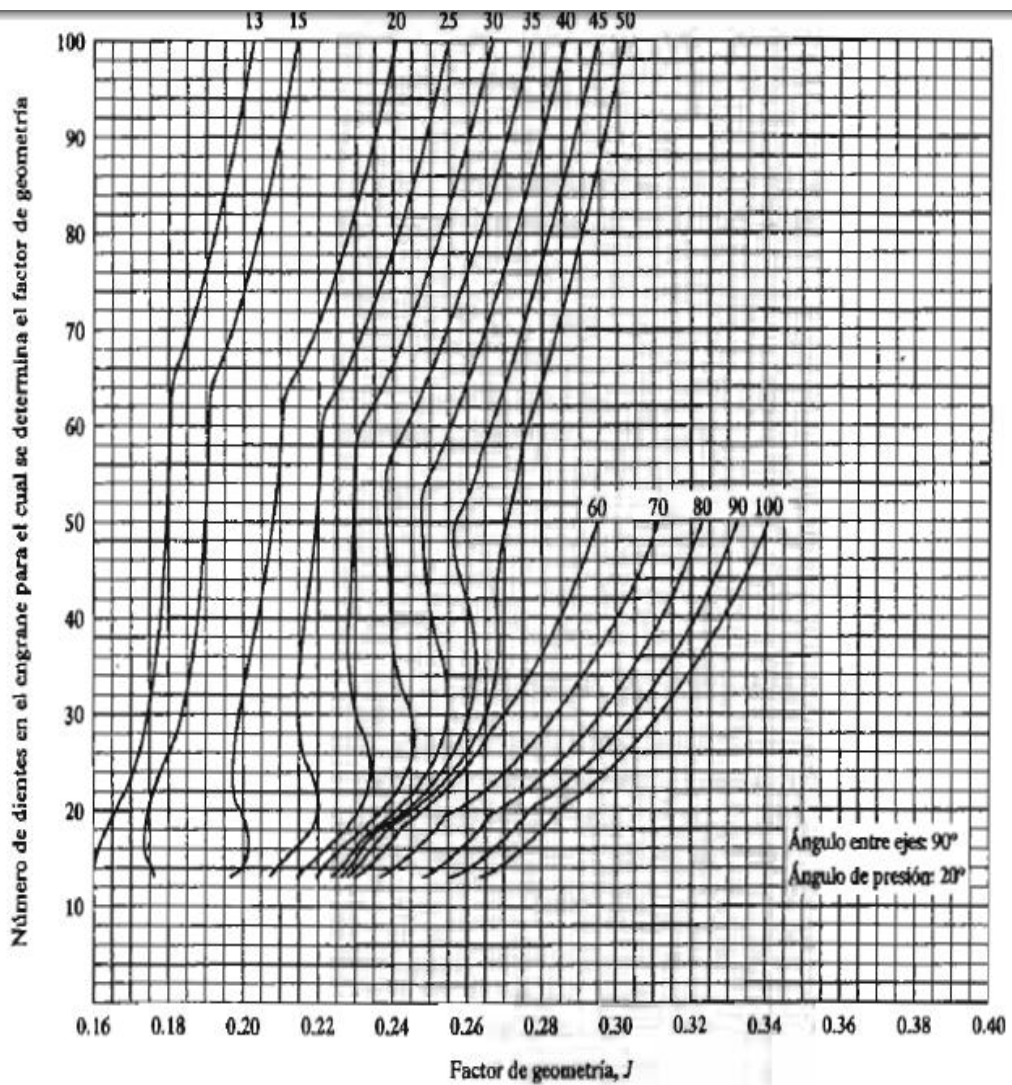
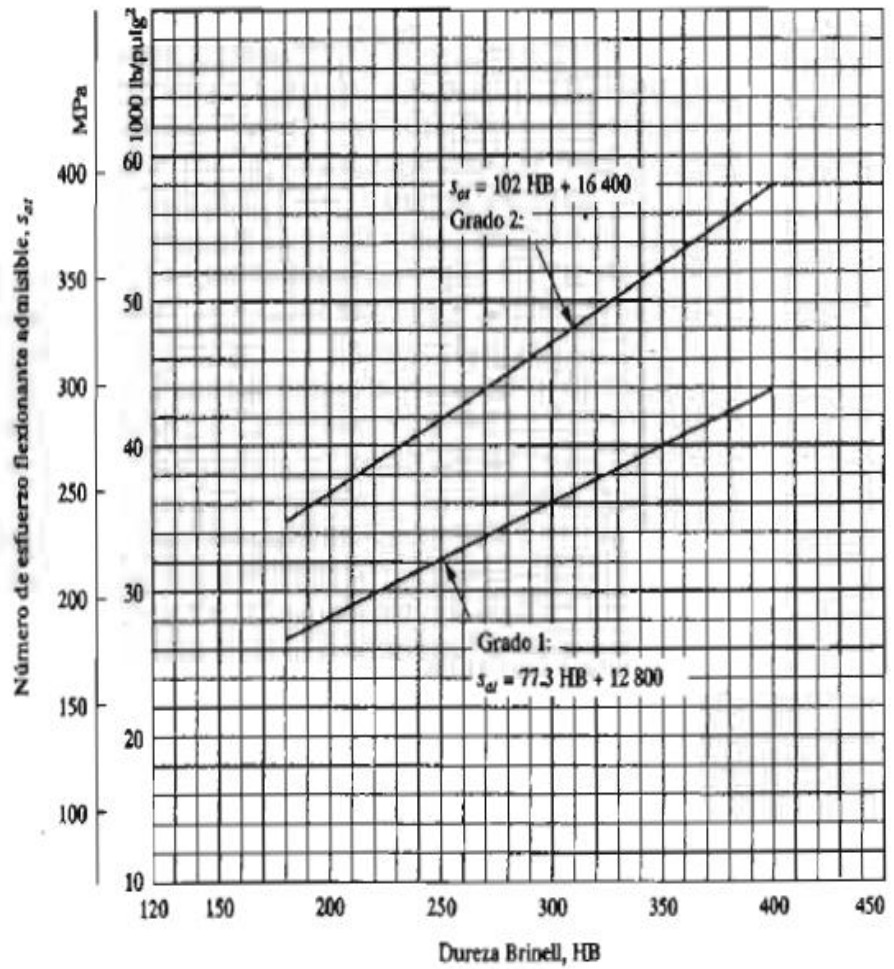


FIGURA 10-13 Factor de geometría, J , para engranes cónicos rectos con ángulo de presión de 20° y radio de borde de engrane igual a $0.120/P_d$ (Tomado de AGMA 6010-F97, *Standard for Spur, Helical, Herringbone and Bevel Enclosed Drives* con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

FIGURA 9-10

Número de esfuerzo flexionante admisible, s_{af} para engranes de acero templado total (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

TABLA 9-3 Números de esfuerzo admisibles para materiales de engranes de acero templado.

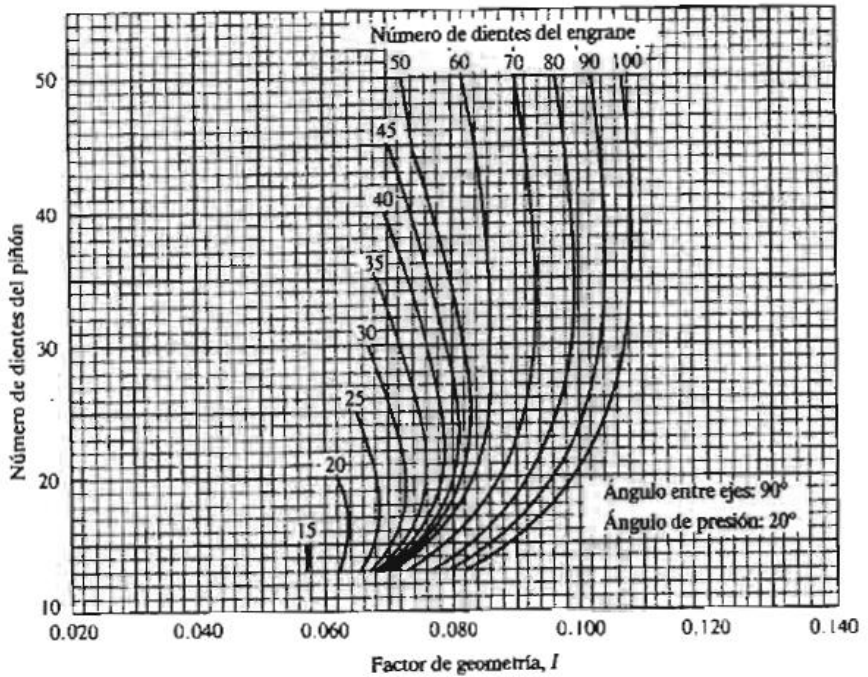
Dureza en la superficie	Número de esfuerzo flexionante admisible, s_{af} (ksi)			Número de esfuerzo de contacto admisible, s_{ac} (ksi)		
	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55		170	190	
54 HRC	45	55		175	195	
Cementado y templado						
55-64 HRC	55			180		
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275
Aceros templados totales y nitrurados:						
83.5 HR15N	Vea la figura 9-14			150	163	175
84.5 HR15N	Vea la figura 9-14			155	168	180
Nitrurados, nitralloy 135M: ^a						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			170	183	195
Nitrurados, nitralloy N: ^a						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			172	188	205
Nitrurados, 2.5% de cromo (sin aluminio)						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15			155	172	189
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			176	196	216

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314.

^a Nitralloy es una familia patentada de aceros que contienen aproximadamente 1.0% de aluminio, el cual promueve la formación de nitruros duros.

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

FIGURA 10-14
Factores de geometría para engranes cónicos con dientes rectos y ZEROL® (Tomado de AGMA 2003-A86, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, ZEROL® Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

TABLA 9-9 Coeficiente elástico, C_p

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth* con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314
Nota: Relación de Poisson = 0.30; unidades de C_p : (lb/pulg²)^{0.5} o (MPa)^{0.5}

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

Factor de seguridad, SF

El factor de seguridad se basa en las mismas condiciones que las descritas para la flexión, y con frecuencia se emplearía el mismo valor en las resistencias flexionante y de picadura. Repase esa

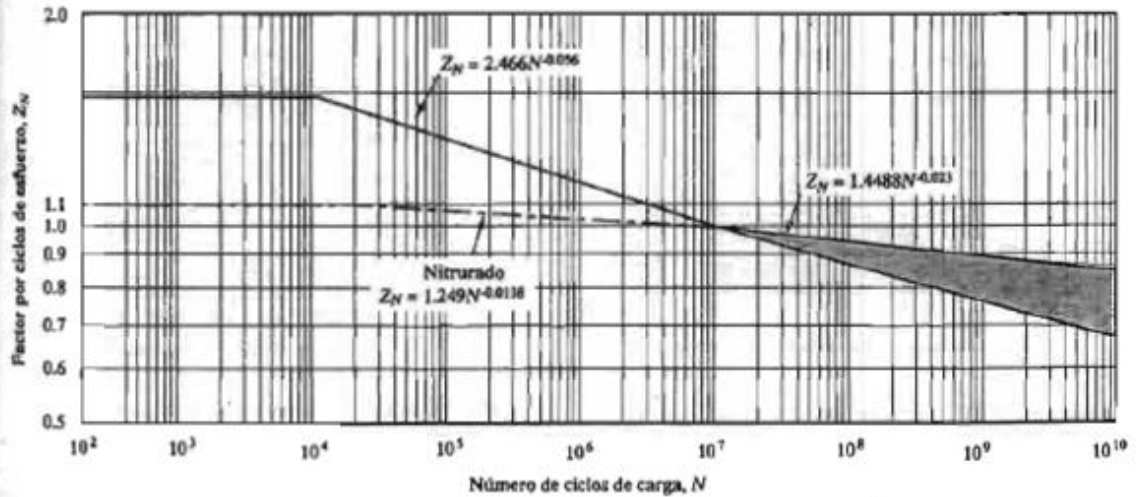


FIGURA 9-24 Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo, Z_N (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

TABLA 9-8 Factor de confiabilidad, K_R

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

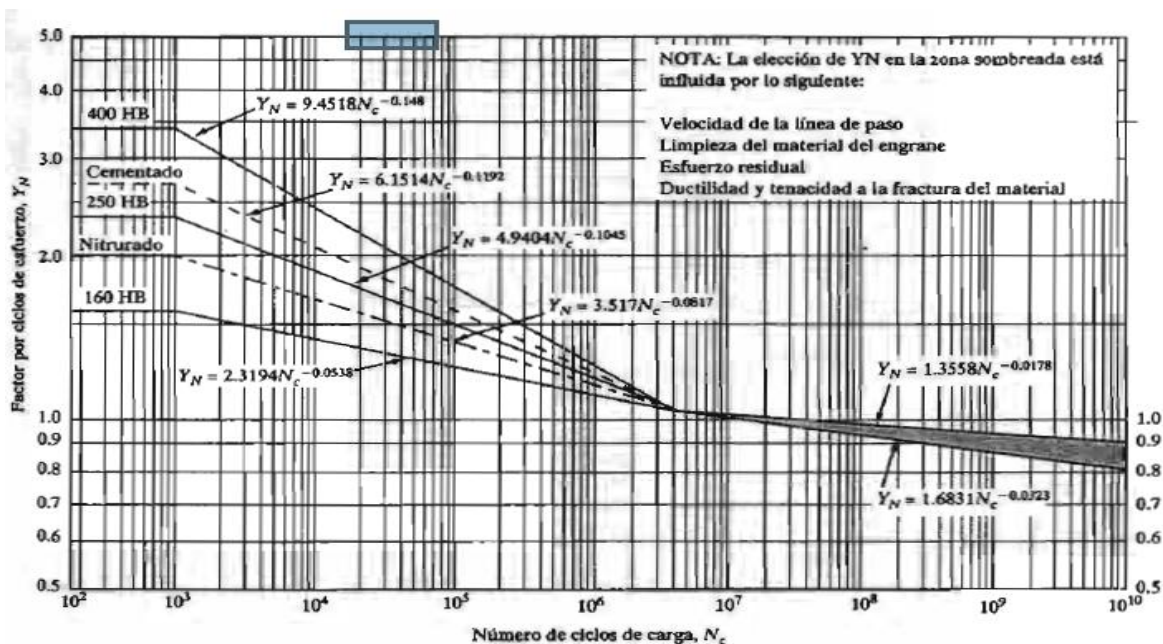


FIGURA 9-22 Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo, Y_N (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

TABLA 9-4 Números de esfuerzos permisibles para engranes de acero y bronce

Designación del material	Dureza mínima en la superficie (HB)	Número de esfuerzo flexionante admisible		Número de esfuerzo de contacto admisible	
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)
Hierro colado gris, A48, tal como se coló					
Clase 20		5	35	50	345
Clase 30	174	8.5	59	65	448
Clase 40	201	13	90	75	517
Hierro dúctil (nodular) ASTM A536					
60-40-18 recocido	140	22	152	77	530
80-55-06 templado y revenido	179	22	152	77	530
100-70-03 templado y revenido	229	27	186	92	634
120-90-02 templado y revenido	269	31	214	103	710
Bronce, colado en arena					
S_u mín = 40 ksi (275 MPa)		5.7	39	30	207
Bronce con tratamiento térmico					
S_u mín = 90 ksi (620 MPa)		23.6	163	65	448

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314.

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

ANEXO D. TABLAS PARA EL DISEÑO DE EJES

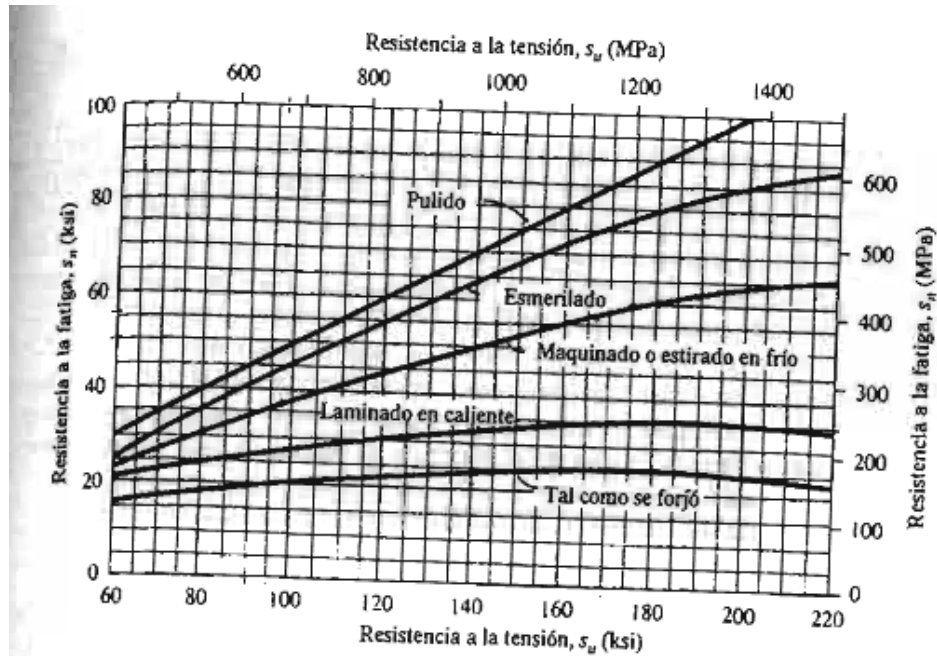


FIGURA 5-8 Resistencia a la fatiga s_n en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

TABLA 5-2 Factores de tamaño

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional

Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$

Unidades SI

Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

TABLA 5-1
Factores de confiabilidad
aproximados C_R

<u>Confiabilidad deseada C_R</u>	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

ANEXO E. PROPIEDADES DE ACERO 1020

ACERO SAE 1020

DIN	CK - 20
UNI	C - 20
AFNOR	XC - 20
SAE	1020

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

Acero al carbono que puede utilizarse en estado cementado, templado y revenido o simplemente en estado calibrado. Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia con una gran tenacidad. Es fácilmente soldable con soplete ó al arco.

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.18 0.23	0.3 0.6	0.04	0.05	0.15 0.3

Estado de suministro: Recocido
Dureza de suministro: 150 - 190 HB

PROPIEDADES MECÁNICAS

Estado de suministro	Resistencia a la tracción MPa	Limite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	441	196	25	45	140 / 180
Normalizado	490 - 588	343	30	55	150
Recocido	441 - 539	294	35	60	130 / 150
Calibrado	539 - 686	441	10	35	180 / 220
Cementado, templado y rev.	686 - 833	441	15	45	-----

Fuente: <http://www.cga.com.co/>

ANEXO F. PROPIEDADES DE ACERO 1045

SOLDADURA

Este acero se puede soldar fácilmente, se recomienda soldadura A.W.S clase E-6010, E-6011, E-6013 de la American Welding Society.

ACERO SAE 1045

DIN	CK - 45
UNI	C - 45
AFNOR	XC - 45
SAE	1045

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

SAE 1045 es un acero grado ingeniería de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación. Frecuentemente se utiliza para elementos endurecidos a la llama ó por inducción. Este acero puede ser usado en condiciones de suministro: laminado en caliente o con tratamiento térmico (templado en aceite y revenido; ó templado en agua y revenido).

SAE 1045 es un acero de baja templabilidad que puede ser endurecido totalmente en espesores delgados por temple en agua. En secciones más gruesas se puede obtener un endurecimiento parcial de la sección de la pieza y el incremento de la resistencia será proporcional a la capa o espesor endurecido, al ser deformado en frío se presenta un incremento en la dureza y la resistencia mecánica.

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.43 0.50	0.6 0.9	0.04	0.05	0.2 0.4

Estado de suministro: Recocido

Dureza de suministro: 160 - 200 Brinell

PROPIEDADES FÍSICAS

Estos valores son obtenidos a partir de probetas bajo condiciones específicas de laboratorio y deben ser usados como referencia.

- Densidad → 7.85 gr/cm³.
- Módulo de elasticidad → 2 x 10¹¹ Pa (24 x 10⁶ PSI).
- Conductividad térmica → 52 W/(m·°C).
- Calor específico J/(Kg·K) → 460
- Coefficiente de Poisson → 0,3
- Resistividad eléctrica (microhm-cm):
a 32°F = 16.2
a 212°F = 22.3
- Coefficiente de dilatación térmica / °C
(20 - 100°C) 12.3 x 10⁻⁶
(20 - 200°C) 12.7 x 10⁻⁶
(20 - 400°C) 13.7 x 10⁻⁶

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO

Diámetro de la barra: 12 a 38 mm

Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	190	190	180

**PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN ACEITE
- REDONDO DE 25 MM**

(Temple en aceite desde 820°C, revenido a la temperatura indicada)

Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción MPa	Punto de Fluencia MPa	Elongación (en 50 mm) %	Reducción de área %	Dureza Brinell (3000 Kg.)
320	965	655	11	34	278
430	875	621	15	39	257
540	793	558	18	45	228
650	703	482	23	51	203
705	641	462	25	55	195

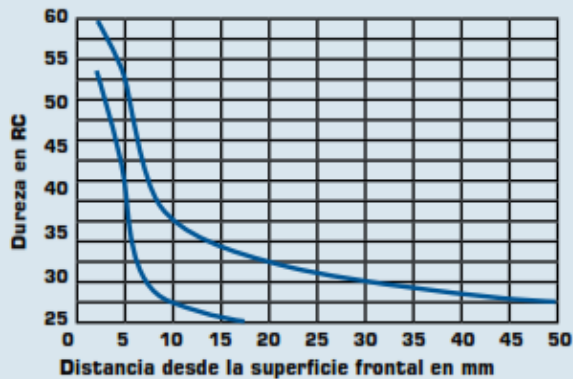


PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN AGUA - REDONDO DE 25 MM

(Temple en agua desde 820°C, revenido a la temperatura indicada)

Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción N/mm²	Punto de Fluencia N/mm²	Elongación (en 50 mm) %	Reducción de área %	Dureza Brinell (3000 Kg.)	Impacto Izod ft - lb
320	1034	786	8	33	313	15
430	965	731	13	43	281	24
540	827	621	19	52	242	38
650	717	503	24	60	210	61
705	669	455	27	62	198	70

BANDA DE TEMPLABILIDAD



TRATAMIENTOS TÉRMICOS

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Forja	850 - 1100	Arena seca
Normalizado	856 - 900	Aire
Recocido total	815 - 885	Horno
Recocido posterior al trabajo en frío	595 - 662	Horno luego aire
Temple (°)	815 - 870	Agua - aceite
Revenido		Aire

Fuente: <http://www.cga.com.co>

ANEXO G. TABLAS PARA SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

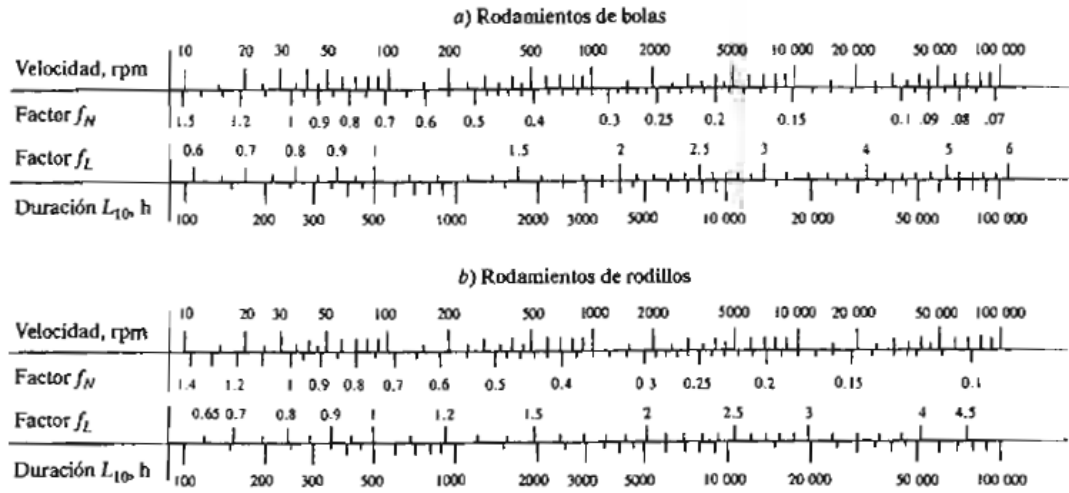


FIGURA 14-12 Factores por duración y por velocidad, para rodamientos de bolas y de rodillos

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

Tabla características rodamientos rígidos de bolas

d 10 ~ 20mm

	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	d	D	B	$r_{es} \text{ min}^{-1}$	dinámica		estática			r.p.m.				tipo abierto	con tapas	con sello de contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
					C_r	C_{or}	kgf	C_r		C_{or}	grasa tipo ZZ	aceite tipo LLB	Z LB					
10	15	3	0.1	—	0.855	0.435	87	44	15.7	10 000	12 000	—	—	6700	—	—	—	—
	19	5	0.3	—	1.83	0.925	187	94	14.8	32 000	38 000	—	24 000	6800	ZZ	LLB	—	LLU
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	14.0	30 000	36 000	—	21 000	6900	ZZ	LLB	—	LLU
	26	8	0.3	—	4.55	1.96	465	200	12.4	29 000	34 000	25 000	21 000	6000	ZZ	LLB	LLH	LLU
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	13.2	25 000	30 000	21 000	18 000	6200	ZZ	LLB	LLH	LLU
35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	11.4	23 000	27 000	20 000	16 000	6300	ZZ	LLB	LLH	LLU	
12	18	4	0.2	—	0.930	0.530	95	54	16.2	8 300	9 500	—	—	6701	—	LLF	—	—
	21	5	0.3	—	1.92	1.04	195	106	15.3	29 000	35 000	—	20 000	6801	ZZ	LLB	—	LLU
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	14.5	27 000	32 000	—	19 000	6901	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	—	—	16001	—	—	—	—
	28	8	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	21 000	18 000	6001	ZZ	LLB	LLH	LLU
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	12.7	22 000	26 000	20 000	16 000	6201	ZZ	LLB	LLH	LLU
37	12	1	0.5	9.70	4.20	990	425	11.1	20 000	24 000	19 000	15 000	6301	ZZ	LLB	LLH	LLU	
15	21	4	0.2	—	0.940	0.585	96	59	16.5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	—
	24	5	0.3	—	2.08	1.26	212	128	15.8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	14.8	24 000	28 000	—	16 000	6902	ZZ	LLB	—	LLU
	32	8	0.3	—	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	365	12.7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
42	13	1	0.5	11.4	5.45	1 170	555	12.3	17 000	21 000	15 000	12 000	6302	ZZ	LLB	LLH	LLU	

Fuente: www.ntn.com

TABLA 14-4 Duración recomendada para rodamientos

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores, *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986.

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

Tabla características rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera.

d	Dimensiones principales						Capacidad básica de carga				Velocidades límites		Números de rodamientos
	mm						dinámica	estática	dinámica	estática	r.p.m.		
	D	T	B	C	r _{ms} ⁽¹⁾	r _{ms} ⁽¹⁾	kN	C _{or}	kgf	C _{or}	grasa	aceite	
30	72	20.75	19	15	1.5	1.5	58.5	58.5	6 000	5 950	5 500	7 300	4T-30306CA
	72	20.75	19	14	1.5	1.5	48.5	51.5	4 950	5 250	5 000	6 700	4T-30306D
	72	28.75	27	23	1.5	1.5	81.0	90.0	8 250	9 150	5 700	7 600	4T-32306
	72	28.75	27	23	1.5	1.5	79.0	94.0	8 050	9 550	5 500	7 300	* 4T-32306C
	72	28.75	27	23	1.5	1.5	70.0	88.5	7 150	9 050	5 500	7 300	4T-32306CR ⁽²⁾
32	58	17	17	13	1	1	37.0	46.5	3 750	4 750	6 600	8 700	4T-320/32X
	65	26	26	20.5	1	1	70.5	85.0	7 200	8 650	6 000	8 000	4T-332/32
	75	29.75	28	23	1.5	1.5	84.0	102	8 600	10 400	5 200	6 900	4T-323/32C
35	55	14	14	11.5	0.6	0.6	27.4	37.5	2 790	3 850	6 800	9 000	32907XU
	62	18	18	14	1	1	41.5	52.5	4 250	5 350	6 100	8 100	4T-32007X
	62	21	21	17	1	1	50.5	66.5	5 150	6 800	6 100	8 100	4T-33007
	72	18.25	17	15	1.5	1.5	55.5	61.5	5 650	6 250	5 500	7 400	4T-30207
	72	24.25	23	19	1.5	1.5	72.5	87.0	7 400	8 900	5 500	7 400	4T-32207
	72	24.25	23	19	1.5	1.5	68.0	85.5	6 950	8 750	5 300	7 100	4T-32207C
	72	24.25	23	18	1.5	1.5	62.0	78.5	6 300	8 000	5 300	7 100	4T-32207CR ⁽²⁾
	72	28	28	22	1.5	1.5	87.5	109	8 900	11 200	5 500	7 400	4T-33207
	80	22.75	21	18	2	1.5	75.0	77.0	7 650	7 900	5 000	6 600	4T-30307
	80	22.75	21	17	2	1.5	66.5	68.5	6 750	7 000	4 800	6 400	4T-30307C
	80	22.75	21	15	2	1.5	63.5	70.0	6 450	7 100	4 400	5 800	4T-30307D
	80	32.75	31	25	2	1.5	101	115	10 300	11 700	5 000	6 600	4T-32307
	80	32.75	31	25	2	1.5	93.0	117	9 500	12 000	4 800	6 400	4T-32307C
40	62	15	15	12	0.6	0.6	32.5	48.0	3 350	4 900	5 900	7 800	32908XU
	68	19	19	14.5	1	1	50.0	65.5	5 100	6 650	5 300	7 100	4T-32008X
	68	22	22	18	1	1	59.5	82.5	6 050	8 400	5 300	7 100	4T-33008
	75	26	26	20.5	1.5	1.5	79.5	103	8 100	10 500	5 200	6 900	4T-33108
	80	19.75	18	16	1.5	1.5	61.0	67.0	6 250	6 850	4 900	6 600	4T-30208
	80	24.75	23	19	1.5	1.5	79.5	93.5	8 100	9 550	4 900	6 600	4T-32208
	80	32	32	25	1.5	1.5	103	132	10 500	13 400	4 900	6 600	4T-33208
	85	33	32.5	28	2.5	2	118	144	12 000	14 700	4 600	6 200	4T-T2EE040
	90	25.25	23	20	2	1.5	91.5	102	9 350	10 400	4 400	5 900	4T-30308
	90	25.25	23	19	2	1.5	83.0	87.0	8 450	8 900	4 200	5 600	4T-30308C
	90	25.25	23	17	2	1.5	77.0	85.5	7 850	8 700	3 900	5 200	4T-30308D
	90	35.25	33	27	2	1.5	122	150	12 500	15 300	4 400	5 900	32308U
	90	35.25	33	27	2	1.5	110	140	11 300	14 300	4 200	5 600	4T-32308C

Fuente: www.ntn.com

Tabla factores de carga radial y de empuje.

TABLA 14-5 Factores de carga radial y de empuje

e	T/C_o	Y	e	T/C_o	Y
0.19	0.014	2.30	0.34	0.170	1.31
0.22	0.028	1.99	0.38	0.280	1.15
0.26	0.056	1.71	0.42	0.420	1.04
0.28	0.084	1.55	0.44	0.560	1.00
0.30	0.110	1.45			

Nota: $X = 0.56$, para todos los valores de Y .

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas.

Tabla 3.2 Factor de confiabilidad α_1

Confiabilidad %	L_n	Factor de confiabilidad α_1
90	L_{10}	1.00
95	L_5	0.62
96	L_4	0.53
97	L_3	0.44
98	L_2	0.33
99	L_1	0.21

Fuente: www.ntn.com

Tabla 3.3 Tratamiento para estabilización de dimensiones

Símbolo	Temp máxima de operación (C°)	Factor de característica α_2
TS2	160	1.00
TS3	200	0.73
TS4	250	0.48

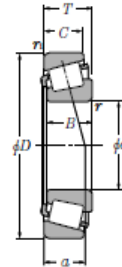
Fuente: www.ntn.com

Tabla características rodamientos de rodillos cónicos, para la botella.

● Rodamientos de Rodillos Cónicos

NTN

Series métricas



d 30 ~ 45mm

d	Dimensiones principales						Capacidad básica de carga				Velocidades límites		Números de rodamientos
	D	T	B	C	$r_{\alpha min}^{(1)}$	$r_{\alpha max}^{(1)}$	dinámica kN	estática kN	dinámica kgf	estática kgf	grasa	aceite	
30	72	20.75	19	15	1.5	1.5	58.5	58.5	6 000	5 950	5 500	7 300	4T-30306CA
	72	20.75	19	14	1.5	1.5	48.5	51.5	4 950	5 250	5 000	6 700	4T-30306D
	72	28.75	27	23	1.5	1.5	81.0	90.0	8 250	9 150	5 700	7 600	4T-32306
	72	28.75	27	23	1.5	1.5	79.0	94.0	8 050	9 550	5 500	7 300	* 4T-32306C
	72	28.75	27	23	1.5	1.5	70.0	88.5	7 150	9 050	5 500	7 300	4T-32306CR ⁽²⁾
32	58	17	17	13	1	1	37.0	46.5	3 750	4 750	6 600	8 700	4T-320/32X
	65	26	26	20.5	1	1	70.5	85.0	7 200	8 650	6 000	8 000	4T-332/32
	75	29.75	28	23	1.5	1.5	84.0	102	8 600	10 400	5 200	6 900	4T-323/32C
35	55	14	14	11.5	0.6	0.6	27.4	37.5	2 790	3 850	6 800	9 000	32907XU
	62	18	18	14	1	1	41.5	52.5	4 250	5 350	6 100	8 100	4T-32007X
	62	21	21	17	1	1	50.5	66.5	5 150	6 800	6 100	8 100	4T-33007
	72	18.25	17	15	1.5	1.5	55.5	61.5	5 650	6 250	5 500	7 400	4T-30207
	72	24.25	23	19	1.5	1.5	72.5	87.0	7 400	8 900	5 500	7 400	4T-32207
	72	24.25	23	19	1.5	1.5	68.0	85.5	6 950	8 750	5 300	7 100	4T-32207C
	72	24.25	23	18	1.5	1.5	62.0	78.5	6 300	8 000	5 300	7 100	4T-32207CR ⁽²⁾
	72	28	28	22	1.5	1.5	87.5	109	8 900	11 200	5 500	7 400	4T-33207
	80	22.75	21	18	2	1.5	75.0	77.0	7 650	7 900	5 000	6 600	4T-30307
	80	22.75	21	17	2	1.5	66.5	68.5	6 750	7 000	4 800	6 400	4T-30307C

Fuente: www.ntn.com

Tabla características rodamientos de rodillos cónicos, para la botella.

d 45 ~ 60mm

d	Dimensiones principales						Capacidad básica de carga				Velocidades límites		Números de rodamientos
	mm						dinámica		estática		r.p.m.		
	D	T	B	C	$r_{\text{min}}^{(1)}$	$r_{\text{min}}^{(1)}$	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}	grasa	aceite	
45	75	20	20	15.5	1	1	57.5	76.5	5 850	7 800	4 800	6 400	4T-32009X
	75	24	24	19	1	1	66.0	93.5	6 750	9 550	4 800	6 400	4T-33009
	80	26	26	20.5	1.5	1.5	84.5	115	8 650	11 700	4 700	6 200	4T-33109
	85	20.75	19	16	1.5	1.5	67.5	78.5	6 900	8 000	4 400	5 900	4T-30209
	85	24.75	23	19	1.5	1.5	82.0	100	8 350	10 200	4 400	5 900	4T-32209
	85	32	32	25	1.5	1.5	107	141	10 900	14 400	4 400	5 900	4T-33209
	100	27.25	25	22	2	1.5	111	126	11 300	12 800	4 000	5 300	4T-30309
	100	27.25	25	18	2	1.5	96.0	109	9 800	11 100	3 500	4 600	4T-30309D
	100	38.25	36	30	2	1.5	154	191	15 700	19 500	4 000	5 300	32309U
50	72	15	15	12	0.6	0.6	35.5	57.0	3 650	5 800	4 700	6 300	* 32910XU
	72	15	14	12	0.6	0.6	31.5	50.5	3 200	5 150	4 700	6 300	32910 ⁽²⁾
	80	20	20	15.5	1	1	62.5	88.0	6 400	9 000	4 400	5 800	4T-32010X
	80	24	24	19	1	1	69.5	103	7 100	10 500	4 400	5 800	4T-33010
	85	26	26	20	1.5	1.5	86.5	121	8 850	12 400	4 200	5 600	4T-33110
	90	21.75	20	17	1.5	1.5	77.0	93.0	7 850	9 450	4 000	5 300	4T-30210
	90	24.75	23	19	1.5	1.5	87.5	109	8 900	11 100	4 000	5 300	4T-32210
	90	32	32	24.5	1.5	1.5	115	158	11 700	16 100	4 000	5 300	4T-33210
	100	36	35	30	2.5	2.5	151	190	15 400	19 400	3 800	5 100	4T-T2ED050
	105	32	29	22	3	3	107	132	10 900	13 500	3 400	4 500	4T-T7FC050
	110	29.25	27	23	2.5	2	133	152	13 500	15 500	3 600	4 800	4T-30310
110	29.25	27	19	2.5	2	113	130	11 600	13 300	3 200	4 200	4T-30310D	
110	42.25	40	33	2.5	2	184	232	18 700	23 600	3 600	4 800	32310U	
55	80	17	17	14	1	1	44.5	73.5	4 550	7 500	4 300	5 700	32911XU
	90	23	23	17.5	1.5	1.5	80.5	118	8 200	12 000	4 000	5 400	4T-32011X
	90	27	27	21	1.5	1.5	91.5	138	9 350	14 100	4 000	5 400	4T-33011
	95	30	30	23	1.5	1.5	111	155	11 300	15 800	3 900	5 200	4T-33111
	100	22.75	21	18	2	1.5	93.0	111	9 500	11 300	3 600	4 900	4T-30211
	100	26.75	25	21	2	1.5	108	134	11 000	13 700	3 600	4 900	4T-32211
	100	35	35	27	2	1.5	138	188	14 100	19 100	3 600	4 900	4T-33211
	120	31.5	29	25	2.5	2	155	179	15 800	18 300	3 300	4 400	4T-30311
	120	31.5	29	21	2.5	2	132	154	13 500	15 700	2 900	3 800	4T-30311D
120	45.5	43	35	2.5	2	215	275	21 900	28 000	3 300	4 400	32311U	

Fuente: www.ntn.com

Tabla características rodamientos de rodillos cónicos para el tambor giratorio.

d 95 ~ 120mm

d	Dimensiones principales						Capacidad básica de carga				Velocidades límites		Números de rodamientos
	mm						dinámica		estática		r.p.m.		
	D	T	B	C	r _{1min} ¹⁾	r _{2min} ¹⁾	C _r	C _{or}	C _r	C _{or}	grasa	aceite	
95	200	71.5	67	55	4	3	505	670	51 500	68 500	1 900	2 500	32319U
100	140	25	25	20	1.5	1.5	121	206	12 300	21 000	2 400	3 200	* 32920XU
	140	25	24	20	1.5	1.5	97.5	162	9 950	16 500	2 400	3 200	32920 ²⁾
	145	24	22.5	17.5	3	3	107	153	10 900	15 600	1 800	2 400	4T-T4CB100
	150	32	32	24	2	1.5	170	281	17 300	28 600	2 200	3 000	32020XU
	150	39	39	32.5	2	1.5	224	390	22 800	39 500	2 200	3 000	33020U
	180	37	34	29	3	2.5	258	335	26 300	34 500	2 000	2 700	30220U
	180	49	46	39	3	2.5	330	465	33 500	47 500	2 000	2 700	32220U
	215	51.5	47	39	4	3	410	500	41 500	51 000	1 800	2 400	30320U
	215	51.5	47	39	3	3	345	400	35 000	40 500	1 800	2 400	30320 ²⁾
215	56.5	51	35	4	3	355	435	36 000	44 000	1 800	2 400	31320XU	
215	77.5	73	60	4	3	570	770	58 500	78 500	1 800	2 400	32320U	
105	145	25	25	20	1.5	1.5	126	219	12 800	22 400	2 300	3 000	32921XA ²⁾
	160	35	35	26	2.5	2	201	335	20 500	34 000	2 100	2 800	32021XU
	160	43	43	34	2.5	2	245	420	25 000	43 000	2 100	2 800	33021U
	190	39	36	30	3	2.5	287	380	29 300	38 500	1 900	2 500	30221U
	190	53	50	43	3	2.5	380	540	38 500	55 500	1 900	2 500	32221U
	225	53.5	49	41	4	3	435	530	44 500	54 500	1 700	2 300	* 30321U
	225	53.5	49	41	3	3	365	420	37 000	43 000	1 700	2 300	30321 ²⁾
	225	58	53	36	4	3	380	470	39 000	47 500	1 700	2 300	* 31321XU
225	81.5	77	63	4	3	610	825	62 500	84 500	1 700	2 300	32321U	
110	150	25	25	20	1.5	1.5	127	226	13 000	23 100	2 200	2 900	32922XA ²⁾
	170	38	38	29	2.5	2	236	390	24 000	39 500	2 000	2 700	32022XU
	170	47	47	37	2.5	2	288	500	29 400	51 000	2 000	2 700	33022U
	200	41	38	32	3	2.5	325	435	33 000	44 000	1 800	2 400	30222U
	200	56	53	46	3	2.5	420	605	43 000	62 000	1 800	2 400	32222U
	240	54.5	50	42	4	3	480	590	49 000	60 000	1 600	2 200	* 30322U
	240	54.5	50	42	3	3	400	465	40 500	47 000	1 600	2 200	30322 ²⁾
	240	63	57	38	4	3	430	535	44 000	54 500	1 600	2 200	31322XU
	240	84.5	80	65	4	3	705	970	72 000	98 500	1 600	2 200	* 32322U
240	84.5	80	65	3	3	620	830	63 500	84 500	1 600	2 200	32322 ²⁾	
120	165	29	29	23	1.5	1.5	162	294	16 500	30 000	2 000	2 600	* 32924XU
	165	29	27	23	1.5	1.5	118	205	12 000	20 900	2 000	2 600	32924 ²⁾
	180	38	38	29	2.5	2	245	420	25 000	43 000	1 800	2 500	32024XU
	215	43.5	40	34	3	2.5	345	470	35 500	48 000	1 700	2 200	30224U

Fuente: www.ntn.com

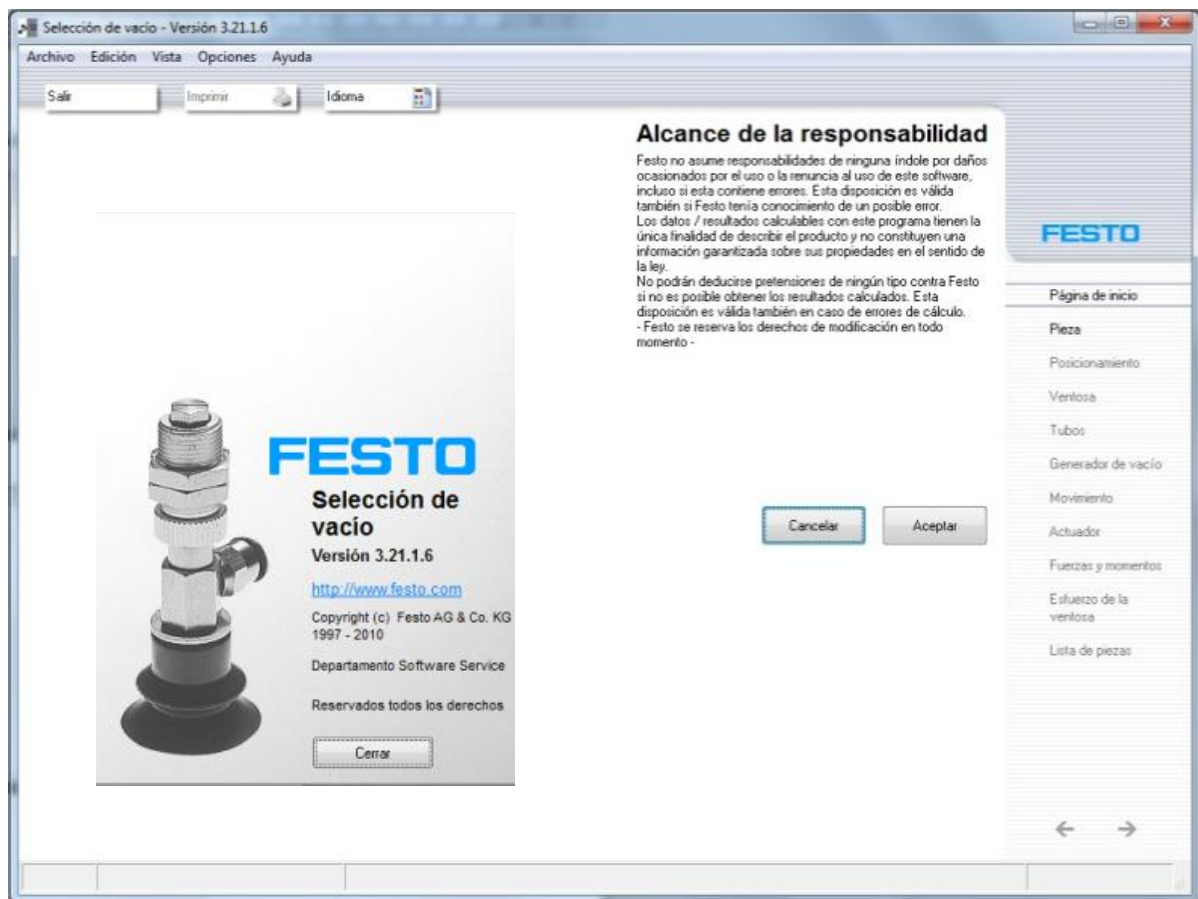
ANEXO H. SOFTWARE PARA LA SELECCIÓN DE VENTOSAS PARA VACÍO

Determinación del diámetro de la ventosa

El diámetro de la ventosa puede ser determinado mediante el software “SELECCIÓN DE VACÍO-FESTO”.

Al hacer doble clic sobre el icono del software, este hace su presentación inicial donde muestra la versión que se está usando, así como la página de internet de donde este se descarga en el PC. Seguido en su pantalla de inicio se observa el alcance de responsabilidad y los derechos de autor que se debe aceptar. ver **Fig1**.

Figura 1. Alcance de responsabilidad SELECCIÓN DE VACÍO-FESTO.

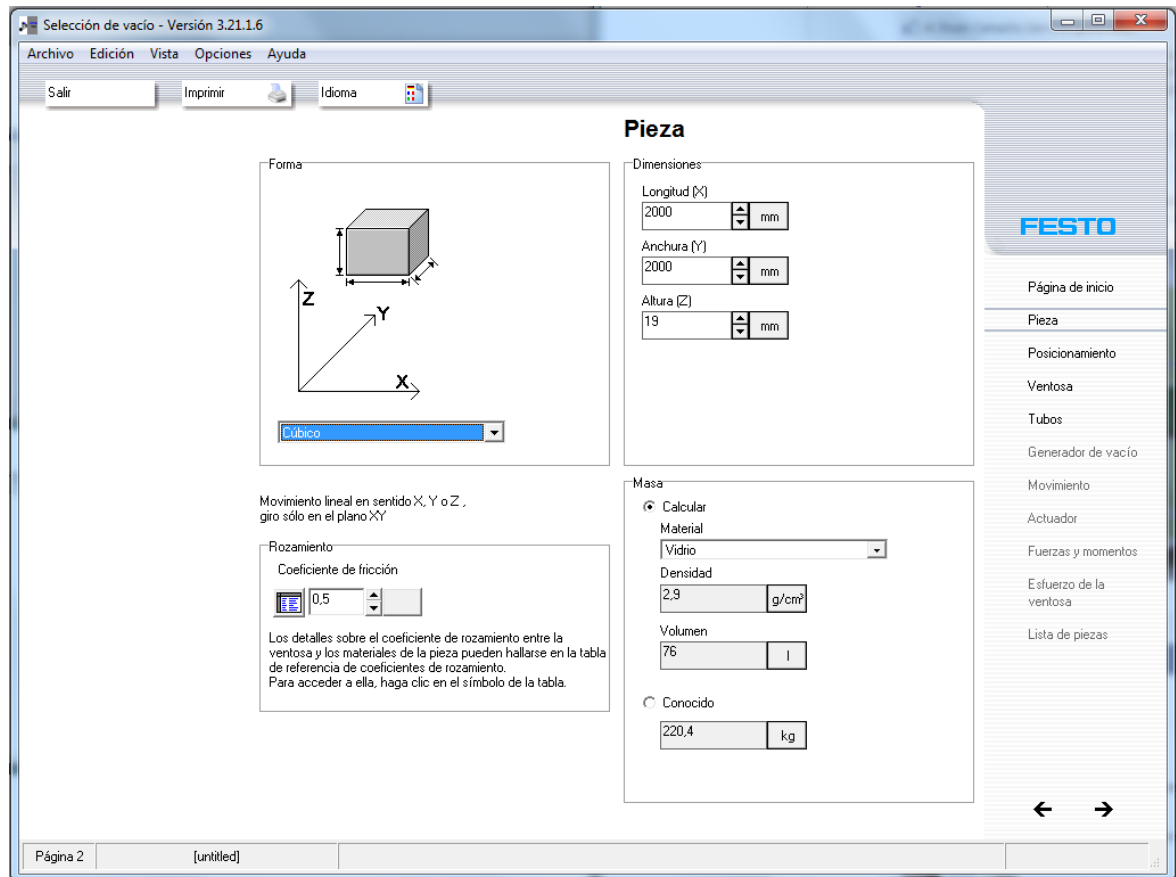


Fuente. Software - Selección de vacío – versión 3.21.1.6 - FESTO.

El programa “SELECCIÓN DE VACÍO-FESTO” calcula primero la distribución de fuerzas entre las ventosas de aspiración individuales. Si lo desea el programa puede transferir los componentes que haya seleccionado en una lista de pedido en el catalogo FESTO.

Aceptando y dando clic en siguiente, el software solicita ingresar información sobre el tipo de material a sujetar **Figura 2**, las dimensiones de la pieza y el material de la ventosa. El coeficiente de fricción, la densidad el volumen y la masa, son los datos arrojados por el software.

Figura 2. Dimensiones y tipo de material a sujetar



Ayuda Cerrar Contenido Índice Fórmulas Volver Dejar en primer plano

Rozamiento

Por favor, observe:

Los coeficientes de rozamiento indicados, deben ser vistos sólo como valores aproximados.

Los valores precisos dependen no tan sólo de los dos materiales en contacto, sino de factores tales como:

- Diámetro de la ventosa
- Tipo de ventosa
- Presión por unidad de superficie
- Temperatura
- Superficie de la pieza

Si la superficie de la pieza está húmeda o aceitosa, el coeficiente de rozamiento puede bajar hasta un valor de 0,1 a 0,4.

Material de la ventosa:

Material de la pieza:

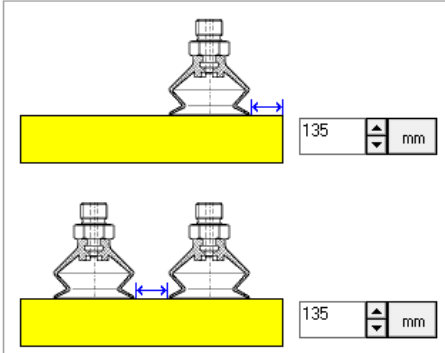
Coefficiente de fricción: Min. Máx.

	Material de la ventosa	Material de la pieza	Coefficiente min.	Coefficiente max.	Coefficiente típico
1	Perbunan (NBR)	Vidrio			0.5

Fuente. Software - Selección de vacío – versión 3.21.1.6 - FESTO.

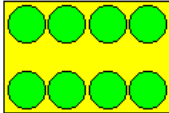
Acto seguido en la **Figura 3** se ingresa la configuración de ventosas más adecuada. Entre configuración circular, lineal y rectangular se eligió RECTANGULAR con un total de 8 ventosas activas para las dimensiones máximas de vidrio a sujetar.

Figura 3. Disposición de las ventosas



Disposición de las ventosas

Estrategia
 Hay una elección de varias configuraciones fijas para las ventosas, por ejemplo, dispuestas en círculo, en las cuatro esquinas de la pieza, etc.
 Si selecciona "posicionamiento manual" más tarde podrá posicionar cada ventosa como desee en la pantalla "Posiciones de las ventosas".




Medida X

Medida Y

El cálculo de las fuerzas de aspiración en la página 10 únicamente es correcto si las ventosas no están dispuestas en línea sino distribuidas en una superficie. Para ello se necesitan como mínimo tres ventosas.

Workaround:
 Selección de la configuración, las cantidades y (si procede) los ángulos. A continuación, seleccionar "Posicionamiento manual" en el Combobox.
 Posteriormente desplazar ligeramente las ventosas en la página



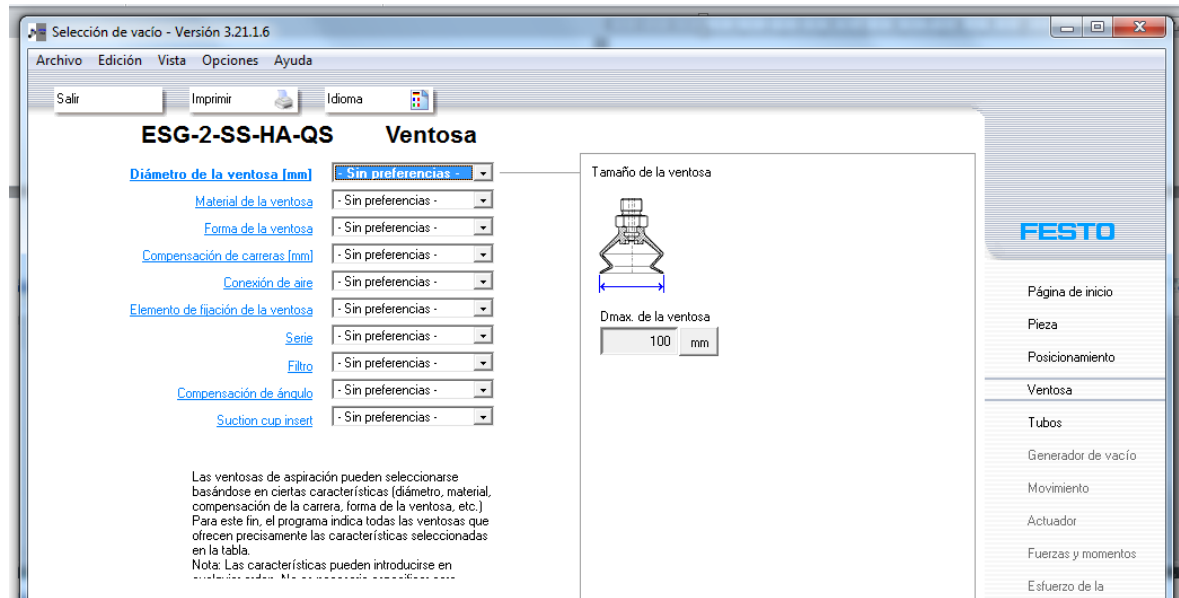
[Página de inicio](#)
[Pieza](#)
[Posicionamiento](#)
[Ventosa](#)
[Tubos](#)
[Generador de vacío](#)
[Movimiento](#)
[Actuador](#)
[Fuerzas y momentos](#)
[Esfuerzo de la ventosa](#)
[Lista de piezas](#)

← →

Fuente. Software - Selección de vacío – versión 3.21.1.6 - FESTO.

Con esta información y dando clic en siguiente, el software hace el cálculo del diámetro de ventosa óptimo para la aplicación en particular, esto en la **Figura 4**.

Figura 4. Diámetro de la ventosa



Fuente. Software - Selección de vacío – versión 3.21.1.6 - FESTO.

Ingresando el tipo de ventosa determinado con anterioridad y junto al material de la ventosa. El software arroja un mensaje donde informa que la selección ha sido la adecuada, la **Figura 5** muestra la información sobre la ventosa seleccionada por medio del software.

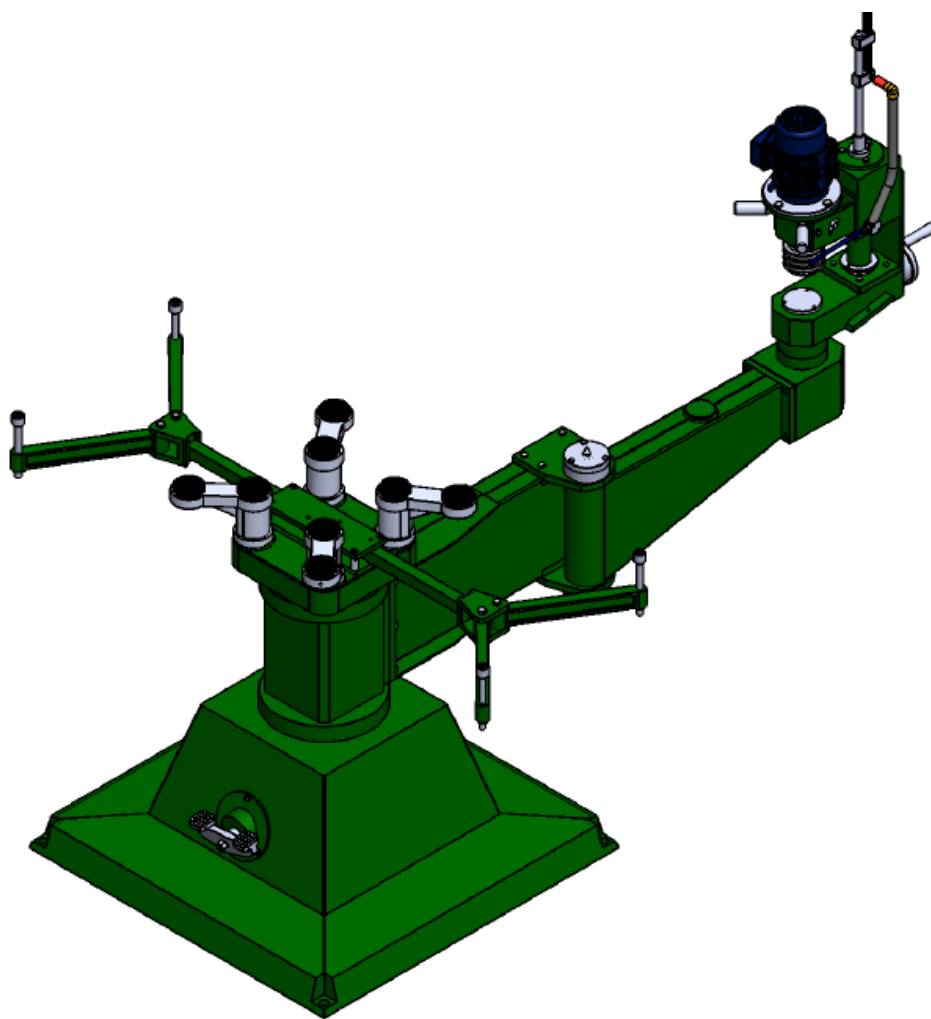
Figura 5. Confirmación de la selección del diámetro.



Fuente. Software - Selección de vacío – versión 3.21.1.6 - FESTO.

ANEXO I. MANUAL TÉCNICO

MAQUINA BISELADORA DE VIDRIO



1. DESCRIPCION MAQUINA BISELADORA DE VIDRIO

1.1 GENERALIDADES

La **máquina biseladora de vidrio** es una máquina muy versátil y puede ser usada para trabajar vidrios y espejos con las siguientes ventajas:

- Bisela vidrios y espejos
- Pule vidrios de diversos espesores
- Cantea y da formas al contorno del vidrio.

Cabezal transformable para biselar y cantear, realiza todo el proceso de trabajo de biselado, canteado y abrillantado. Se bisela y cantea sobre el corte sin necesidad de plantilla. Mediante un sistema de ruedas palpadoras de guía el cabezal sobre el canto efectuando el bisel uniforme a la forma del corte. Según la forma de la muela se puede realizar canto plano con aristas, canto redondo, pecho paloma y diferentes moldaduras.

Mesa de apoyo del vidrio, sujeción por ventosas móviles, brazos extensibles para piezas de gran dimensión. Grupo depresor de vacía para accionar las ventosas de la mesa montado en bancada aparte. Tope compas para efectuar piezas circulares perfectas. Tándem toma eléctrica por escobillas y toma de agua giratoria de techo. Equipada con dispositivo de alimentación y recuperación de óxido de cerio en circuito cerrado.

Permite cantear y biselar piezas redondas pequeñas semiautomáticamente de 100 a 600 mm de diámetro. Consta de un conjunto que se acopla a la mesa de la máquina con un plato ventosa giratorio donde se sujeta la pieza a trabajar. La velocidad del giro es regulable por el mismo variador de la máquina. La absorción se efectúa accionando el pedal de la máquina con la misma bomba de vacío.

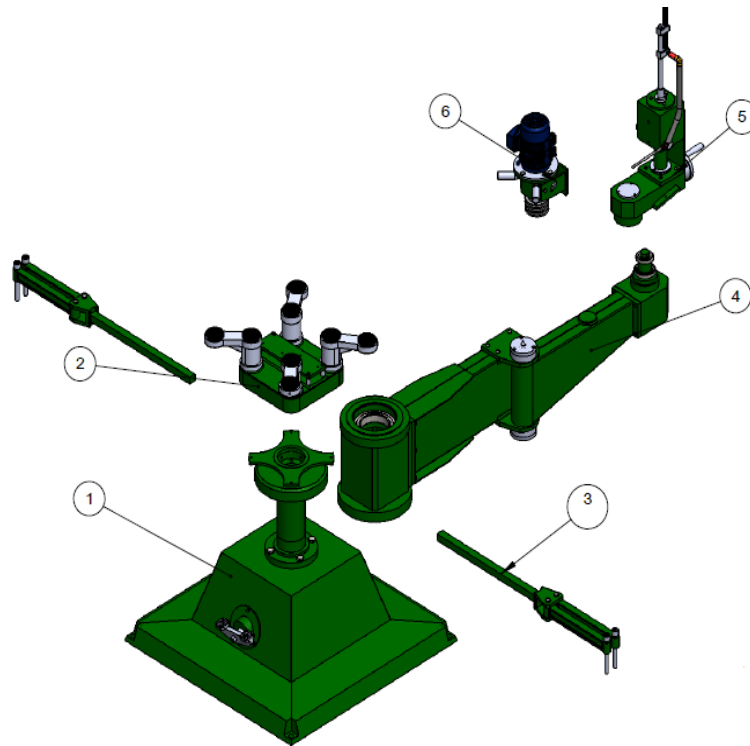
2. DATOS GENERALES

Nombre del cliente:	Mundial de Cristales
Lugar de Instalación:	Carrera 11 Numero 28 – 16 Bucaramanga (Sder)
Proyecto / Equipo:	Maquina Biseladora de Vidrio
Año de fabricación:	2012
Preparado por:	Luis Carlos Mateus Mateus Feiry Alfredo Rodríguez Sarmiento
Revisado por:	Ing. Isnardo González Jaimes

2.1 OBJETIVO

El objetivo de la maquina biseladora de vidrio, es el de pulir diferentes formas de acuerdo a la piedra que se utilice sobre el perímetro del vidrio y biselar sobre el borde del vidrio, sin ocasionar daño alguno a la superficie del mismo.

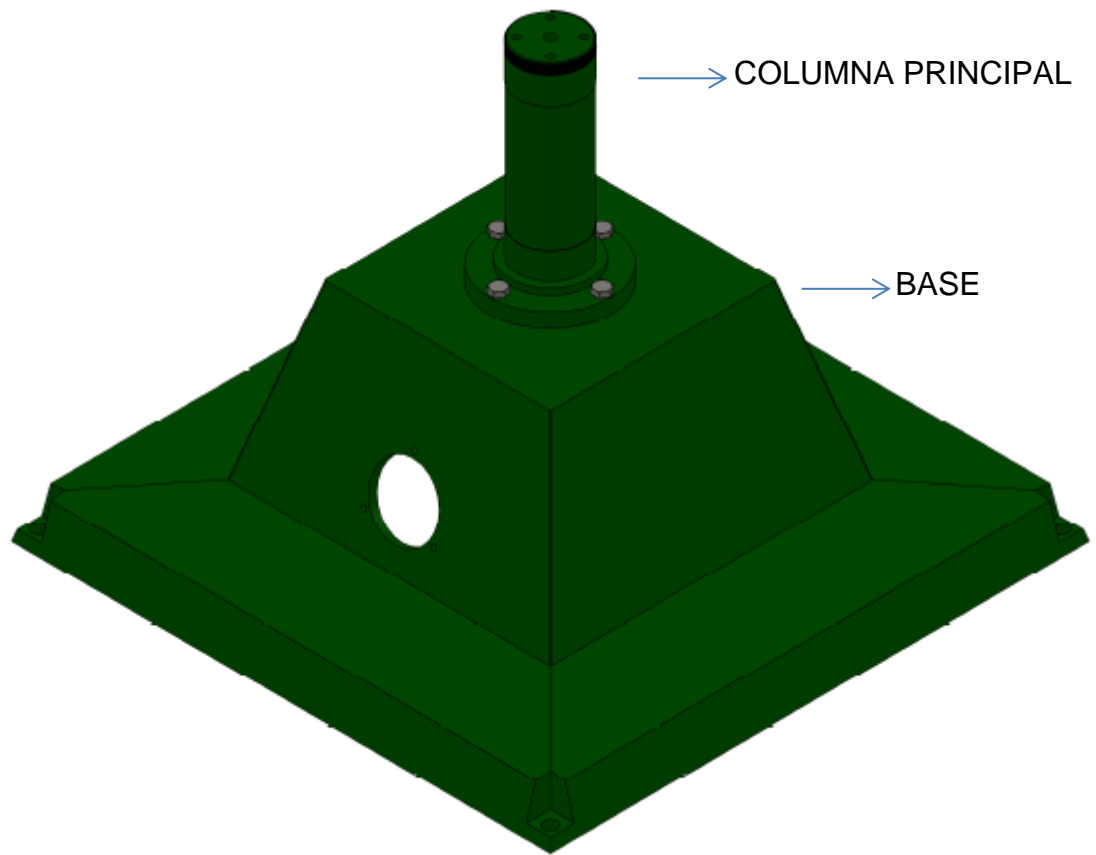
2.2 DESCRIPCION DE LA MAQUINA



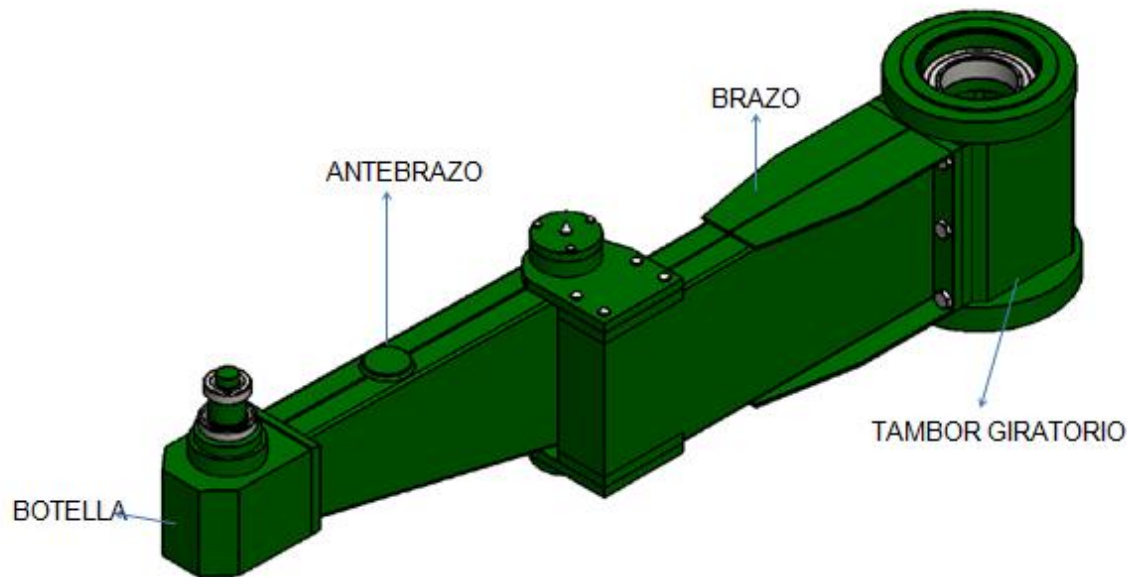
Nº	NOMBRE	CANTIDAD
1	SISTEMA ESTRUCTURAL	1
2	SISTEMA DE SUJECION POR VACIO	1
3	TIJERAS	2
4	SISTEMA DE POSICIONAMIENTO	1
5	SISTEMA MECANICO	1
6	SISTEMA DE MECANIZADO	1

✓ SISTEMA ESTRUCTURAL

Este conjunto de elementos es la columna vertebral de toda la máquina, su función es la de soportar las cargas presentes, además es responsable de la completa alineación de la máquina.



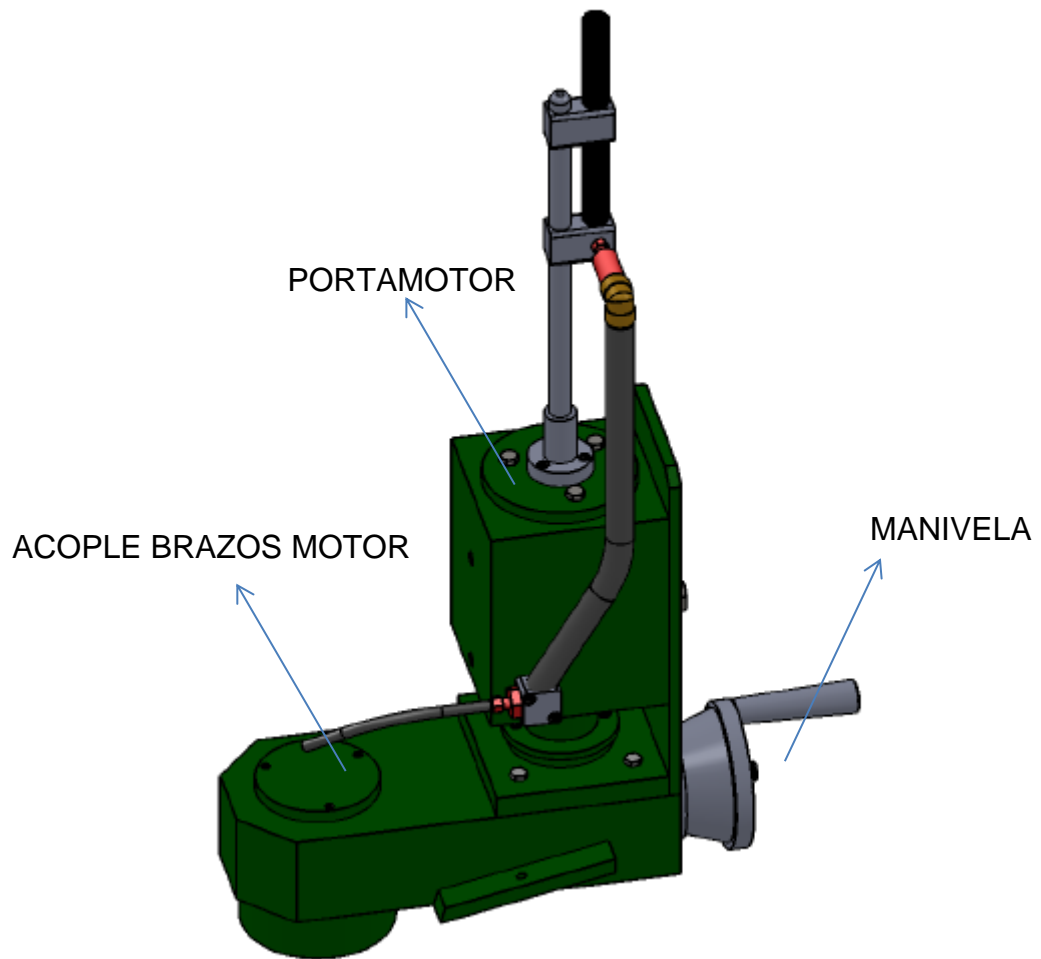
✓ SISTEMA DE POSICIONAMIENTO



Su propósito es ubicar en cualquier posición al motor sobre el contorno del vidrio. Por medio de la articulación existente entre el brazo y antebrazo el motor puede acercarse o alejarse del centro. El juego de brazos está acoplado a un tambor giratorio que gracias a dos rodamientos le permite un giro de 360 grados, el tambor giratorio transmite la carga a la columna principal y esta la trasfiere a una base en fundición que sirve de soporte a toda la máquina y ayuda a absorber las vibraciones.

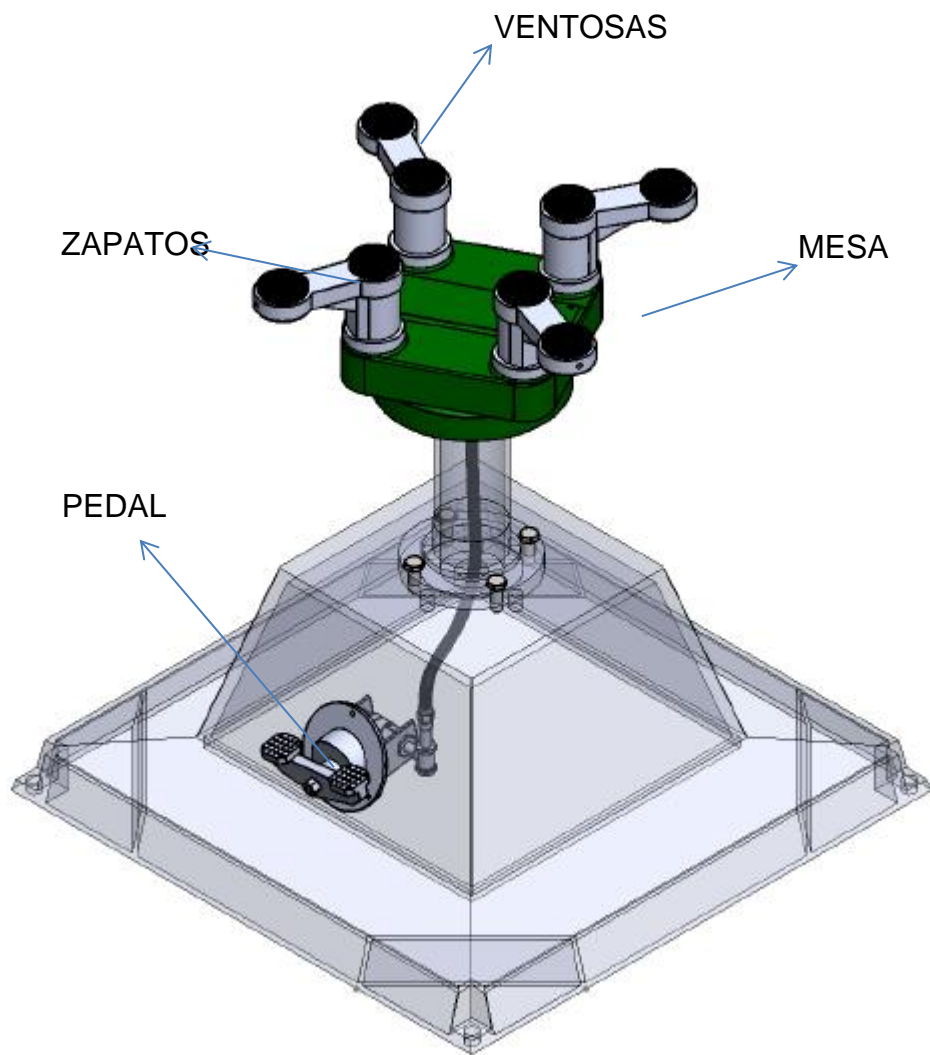
✓ **SISTEMA MECANICO**

Este sistema permite el desplazamiento del motor en sentido vertical, para así garantizar el trabajo sobre los diferentes espesores del vidrio.



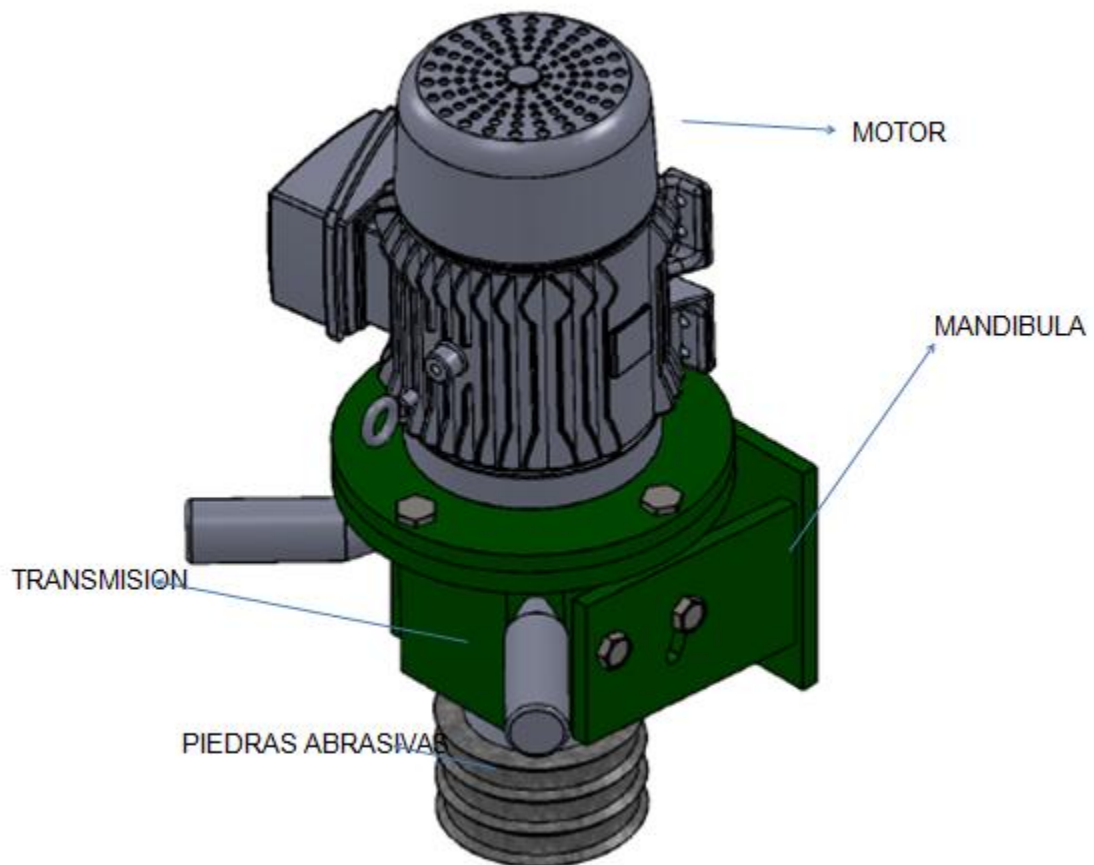
✓ **SISTEMA DE SUJECIÓN POR VACIO**

Este sistema tiene la tarea de sostener el vidrio, de tal forma que cuando la maquina esté en funcionamiento el vidrio no presente movimiento alguno en ningún sentido.



✓ SISTEMA DE MECANIZADO

El sistema de mecanizado cumple la función de proporcionar la potencia requerida por las piedras para biselar y pulir el vidrio.



3. CONDICIONES TECNICAS GENERALES

3.1 INSTALACIONES DEL EQUIPO

La instalación y el ensamble de la maquina es compleja, el espacio mínimo requerido es de 4 x 4 metros, además el piso donde se anclara la maquina debe estar completamente nivelado.

Para un perfecto funcionamiento la máquina debe quedar perfectamente alineada de otro modo la máquina podría quebrar el vidrio; este trabajo lo debe realizar un técnico especializado. La máquina trabaja cualquier calibre comercial en Colombia.

Las partes sueltas que el equipo lleva son: piedras, porta herramientas y llaves manuales.

Para la instalación del equipo se necesita que el piso este lo más nivelado posible, las desalineaciones del piso harán que la maquina rompa el vidrio. Para colocar las partes sueltas proceda de la siguiente manera:

- Verifique que la maquina este apagada.
- Seleccione las piedras según el trabajo a realizar.
- Posicione las piedras en su porta herramientas y ésta en el husillo de la máquina
- Use la llaves para fijar el porta herramientas al husillo

3.2 ELECTRICIDAD

3.2.1 TENSION DE LA RED

Para asegurar el buen funcionamiento de la instalación eléctrica, una condición fundamental es la de disponer de un voltaje constante de la red eléctrica de alimentación.

4 DATOS TECNICOS

REQUERIMIENTOS

ENERGIA

Energía eléctrica: Tensión de la red 3 fases, 220 V, 60 Hz

DATOS SOBRE EL PRODUCTO

Producto a tratar: Vidrio plano

DATOS DEL EQUIPO

Funciones: Biselar y pulir diferentes espesores de vidrio plano.

Capacidad: Vidrios de (2.5 *2.5) m y espesores de (3-19) mm

Medio de accionamiento: Motor eléctrico Siemens

Potencia del motor: 2.5 HP

5 CONTROLES NECESARIOS PARA LA MAQUINA BISELADORA DE VIDRIO

5.1 CONTROLES

Antes de la puesta en marcha de la maquina es importante verificar lo siguiente:

- ✓ Revisar el nivel de la pileta y que la bomba del agua este cebada.
- ✓ Verificar que las diferentes conexiones desde el compresor hasta las ventosas se encuentren en buen estado y con cero fugas.
- ✓ Inspeccionar la red de tubería y mangueras que transporta el agua, en busca de posibles fugas, ya que esto puede ocasionar un corto circuito.
- ✓ Cualquier operación que vaya a hacer con la máquina fuera de la operación al vidrio, debe ser realizada con la fuente de energía desconectada y sin estar en movimiento el motor de la maquina. No permita que personas no capacitadas o niños estén cerca de la máquina. Toda máquina debe ser tratada con los debidos cuidados para evitar accidentes
- ✓ Tapar los orificios de las ventosas que no se usen durante el proceso.
- ✓ Verificar que la velocidad del motor seleccionada sea la adecuada para el proceso.

5.2 OPERACIÓN DE LA MAQUINA BISELADORA DE VIDRIO

5.2.1 PUESTA EN MARCHA

Una vez se han verificado las instrucciones dadas en “CONTROLES” se hace lo siguiente:

1. Comprobar que el sistema eléctrico se encuentre en orden, verificando que los diferentes interruptores estén abiertos.
2. Revisar que la piedra seleccionada sea la correcta para el proceso.
3. Verificar que el vidrio este totalmente inmovilizado por el sistema de vacío.
4. Revisar que la maquina no presente ruido excesivo ni vibraciones.
5. El sentido del giro (rotación) es en el sentido de las manecillas del reloj, cuando se mira desde el motor.

5.2.2 DURANTE EL FUNCIONAMIENTO

Se debe tener en cuenta durante el funcionamiento de la maquina biseladora de vidrio los siguientes aspectos:

1. La máquina no debe presentar vibraciones ni ruidos excesivos superiores a los presentes cuando se pone en funcionamiento.
2. Se debe verificar que el acabado del vidrio sea el deseado y no presente ralladuras ni picaduras que afecten la calidad del producto.

3. Estar pendiente que el suministro de agua sea constante y que llegue directamente a la periferia de la piedra.

6. MANTENIMIENTO

6.1 OBJETIVO DEL MANTENIMIENTO

Todas las recomendaciones dadas en este catálogo, para los diferentes elementos que constituyen la maquina biseladora de vidrio, tienen como objetivo principal garantizar el buen funcionamiento de la misma. Sin embargo para que el mantenimiento cumpla las metas planeadas, es muy importante la regularidad y responsabilidad con que se lleven a cabo las diferentes tareas.

Para llevar un control periódico de las tareas y facilitar el desarrollo de las mismas, se han hecho unas tablas guía, en ellas se especifican la frecuencia y los trabajos que se deben realizar.

6.2 MANTENIMIENTO SUGERIDO

Nº	DESCRIPCION DE LA TAREA	PERIODO
1	Revisar el estado de las ventosas, si presentan picaduras o fugas, remplazar por una nueva.	1 mes
2	Verificar el estado de los empaques de las guías tanto inferior como lateral, si presentan deterioro avanzado cambiar.	1 mes
3	Realizar engrase en todos los puntos de articulación y en el sistema mecánico.	1 mes
4	Revisar el perfecto estado del sistema eléctrico de los diferentes equipos, verificando que todo esté en orden.	1 mes
5	Revisar mangueras y conexiones del sistema de vacío en busca de fugas.	1 mes
6	Inspección de la bomba del agua y del generador de vacío.	2 meses
7	Revisar el estado general de la máquina, observando condiciones de oxidación, desgaste, desalineación	Seis meses

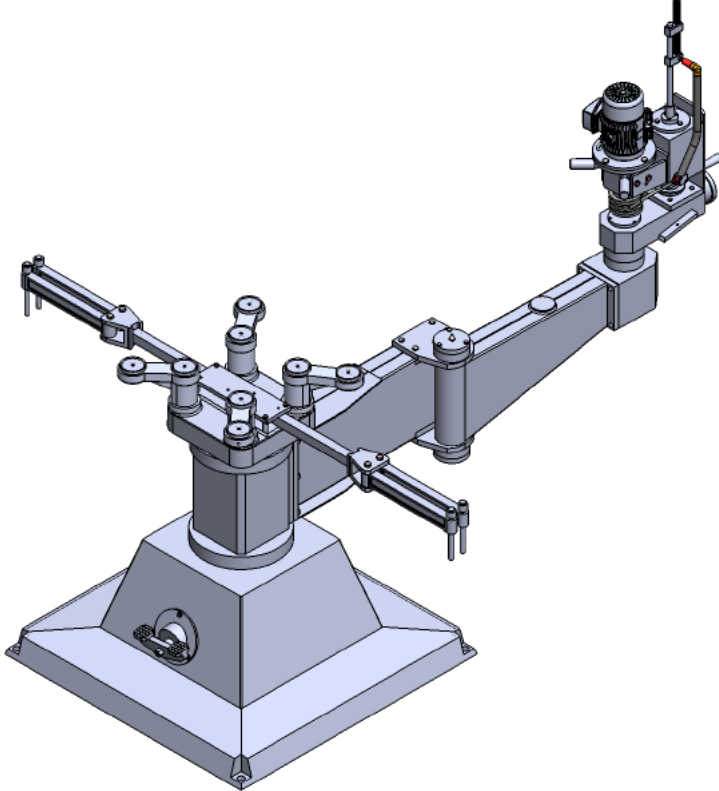
6.3 DIRECTRICES GENERALES

6.3.1 SEGURIDAD

- No deje operar el equipo a personas que desconozcan su funcionamiento.
- El personal que opere la máquina debe estar equipado de los elementos de seguridad tales como:
 - Respiradores.
 - Protector de oídos.
 - Guantes de antideslizantes.
 - Delantal de impermeable
 - Botas impermeables.
- No se debe hacer mantenimiento con la máquina en funcionamiento.
- No retirar las piedras o elementos móviles hasta tanto no estén totalmente detenidos.
- Cuando se haga mantenimiento, asegurarse de que el sistema eléctrico de la máquina o elemento propulsor este desconectado.
- Opere la máquina siempre paralela a los brazos, evitando colocarse o cruzarse por las partes delantera y trasera.
- No abandone la máquina estando en funcionamiento.
- Evite obstruir la boca de recirculación del cerio.
- En caso de soltura del vidrio, pare la maquina y supere el problema.

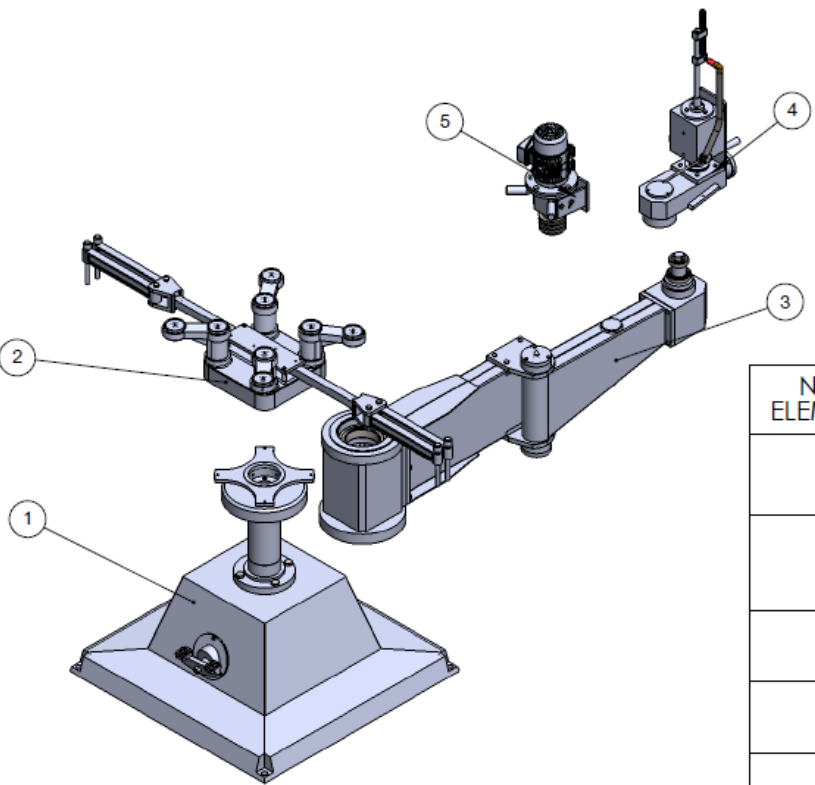
ANEXO J. PLANOS

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL ESTABLECIMIENTO AUTORIZADO, POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.




FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS				
ESCALA	1:15	NOMBRE	ENSAMBLE GENERAL				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER					
	FEIRY RODRIGUEZ	UIS					
DIBUJÓ	LUIS CARLOS MATEUS	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLANO 001

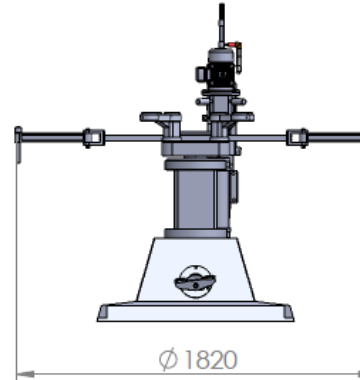
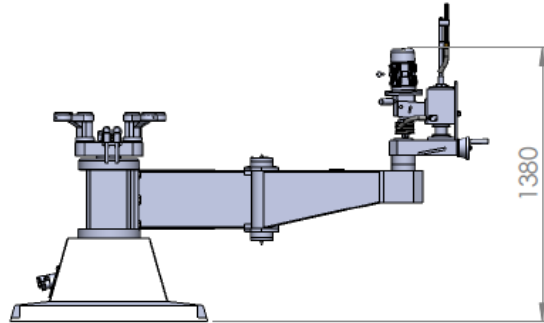
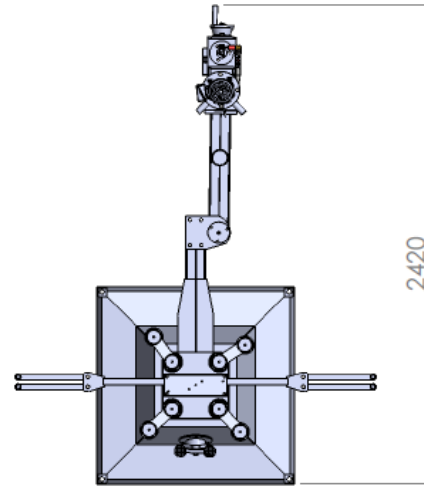
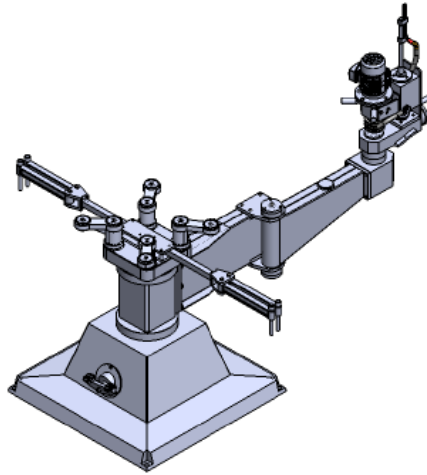
LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE SER PREVIAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



N° DE ELEMENTO	NOMBRE	CANTIDAD
1	SISTEMA ESTRUCTURAL	1
2	SISTEMA DE SUJECION	1
3	SISTEMA DE POSICIONAMIENTO	1
4	SISTEMA MECANICO	1
5	SISTEMA DE MECANIZADO	1

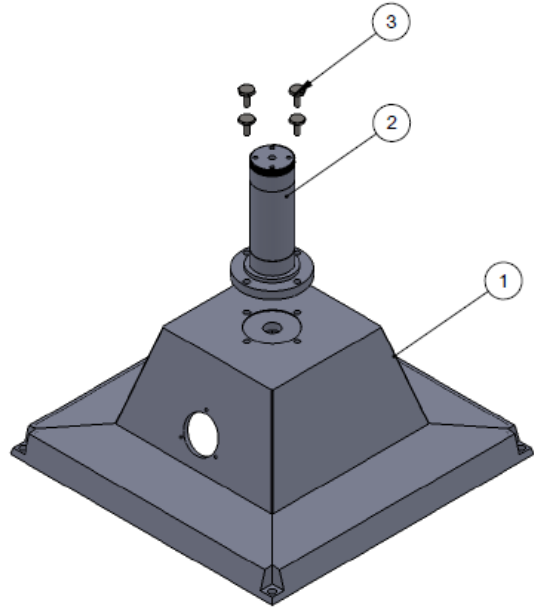
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS		 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:20	NOMBRE	EXPLOSIVO POR SISTEMAS					
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO		MEDIDAS EN mm	MBV	CANTIDAD PIEZAS	N° PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS							002

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPRIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DE ESTE DOCUMENTO INDEBIDAMENTE INFRINGE LOS DERECHOS RESERVADOS DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:27	NOMBRE	COTAS GENERALES MAQUINA BISELADORA DE VIDRIO					
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO		MEDIDAS EN mm	MBV	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS							003

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DE ESTE DOCUMENTO SIN EL CONSENTIMIENTO EXPRESO DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESTA EXPRESAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



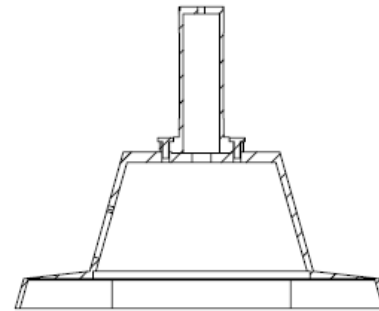
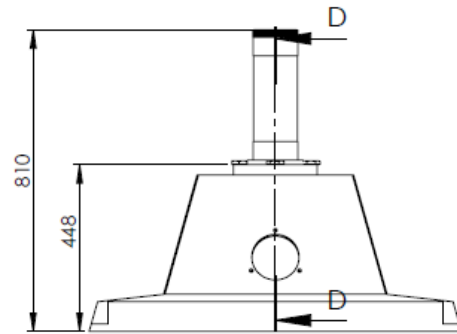
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	BASE	1
2	COLUMNA PRINCIPAL	1
3	TORNILLO 3/4"	4

FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS				
ESCALA	1:15	NOMBRE	EXPLOSIVO SISTEMA ESTRUCTURAL				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO				
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS	MEDIDAS EN mm	MBV- 01	CANTIDAD PIEZAS	3	Nº PLANO	004

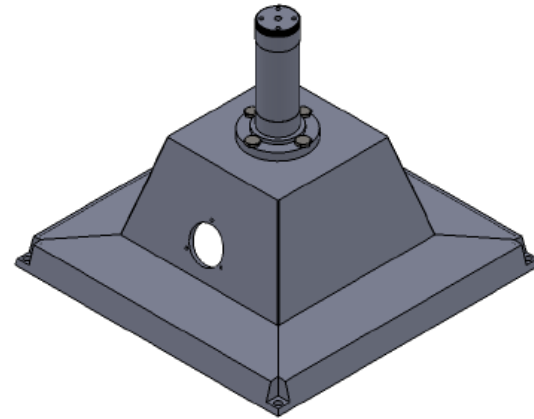
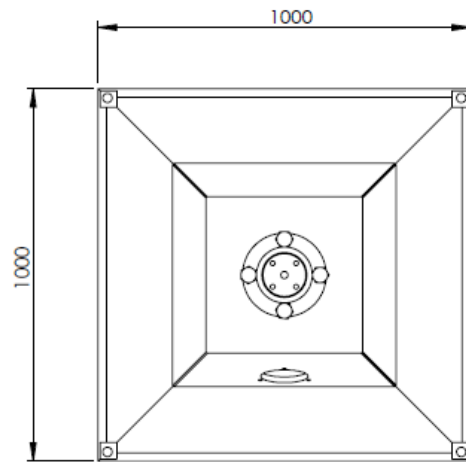



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE SER PREVIAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

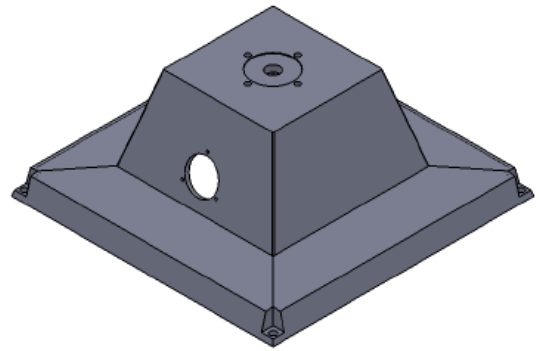
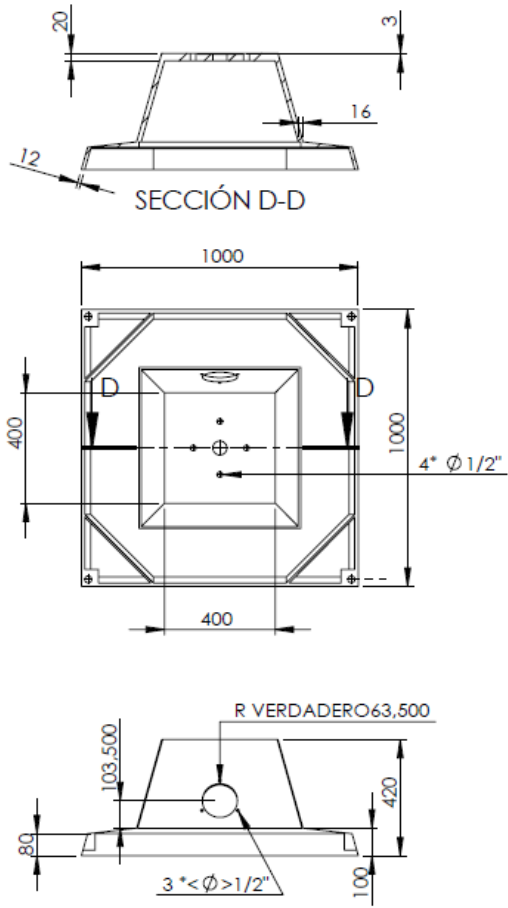


SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 15



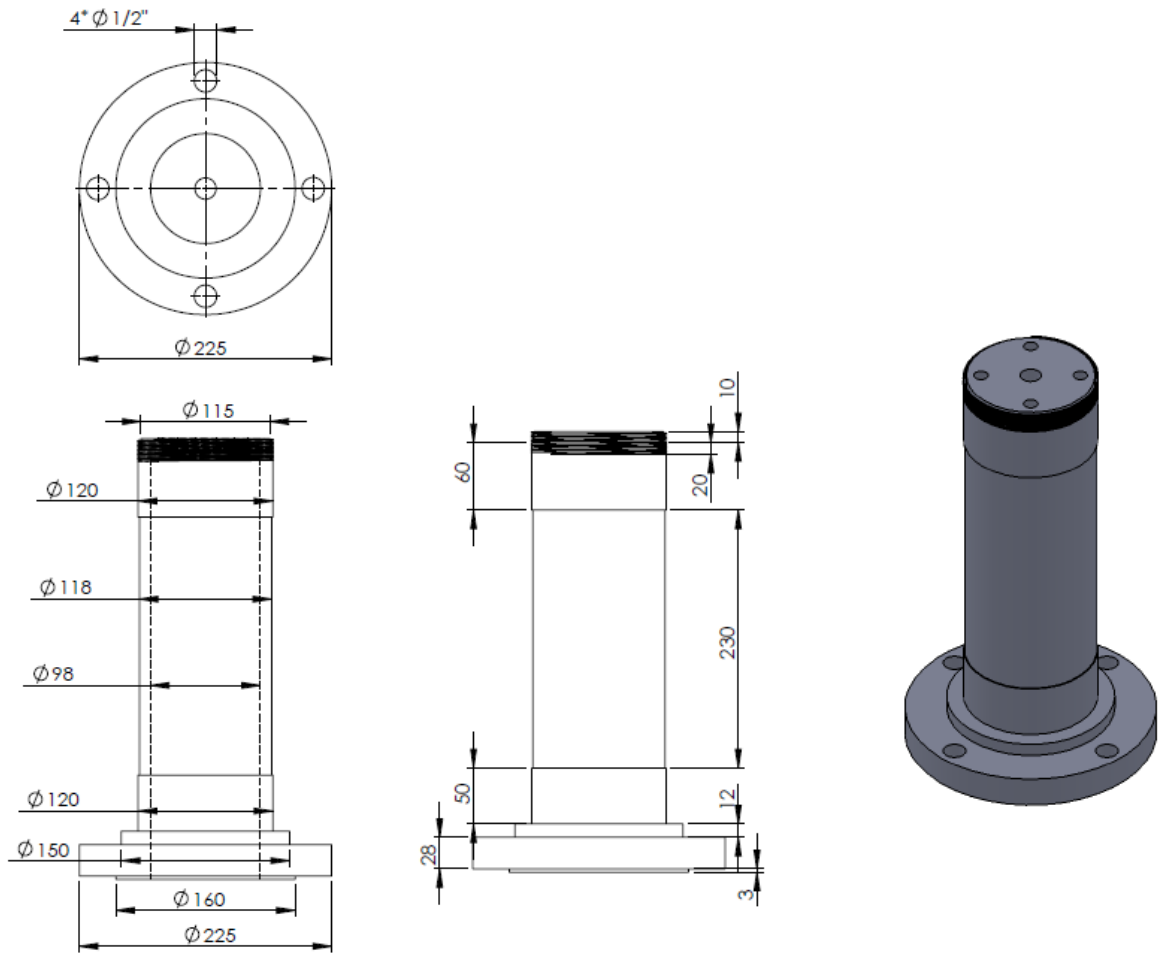
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS			
ESCALA	1:15	NOMBRE	COTAS GENERALES SISTEMA ESTRUCTURAL			
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO		MEDIDAS EN mm	MBV- 01
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS	CANTIDAD PIEZAS	6		Nº PLANO	005
			 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			


LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL ESTABLECIMIENTO AUTORIZADO POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



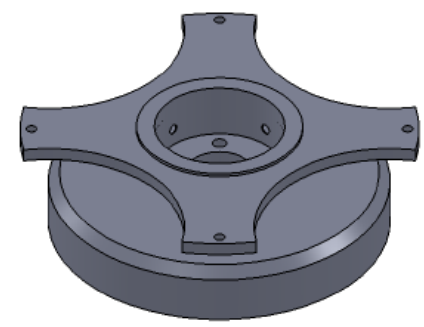
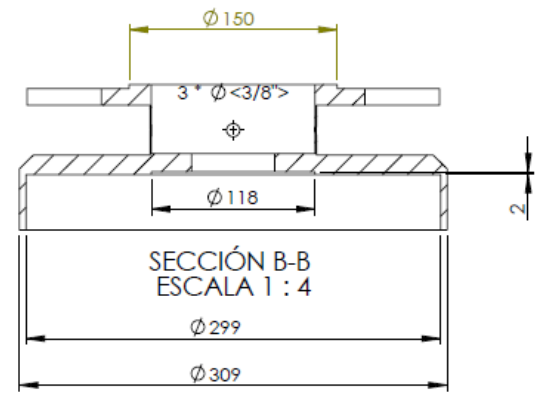
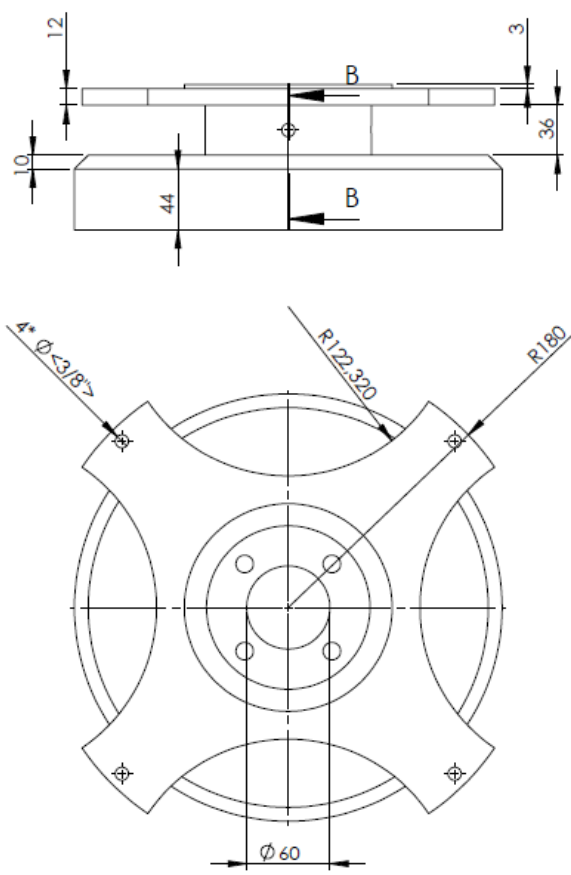
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	FUNDICION GRIS	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:15	NOMBRE	BASE				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 01-01	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					1	006

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DESEMPEÑADA AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



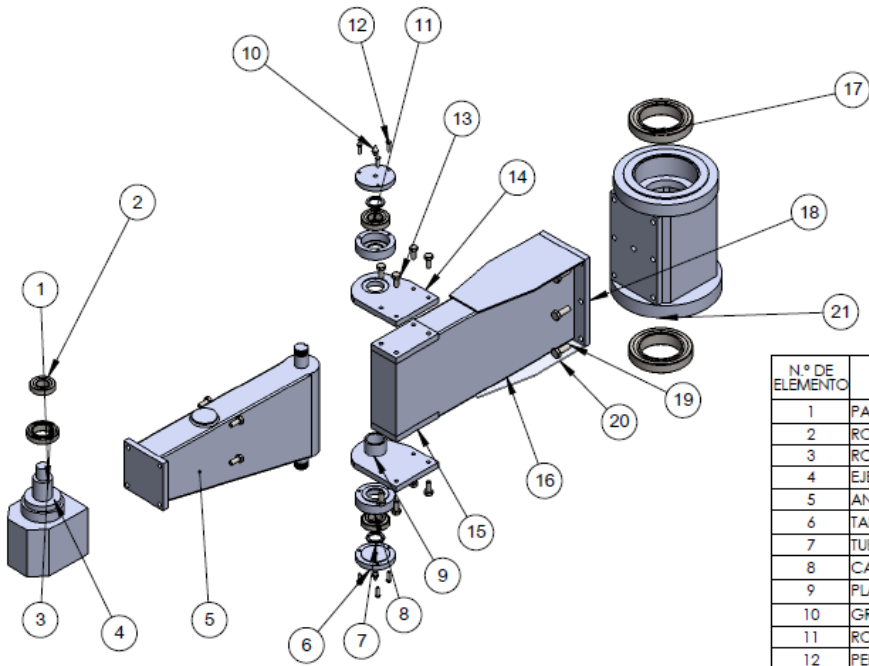
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ACERO H 40	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:5	NOMBRE	SISTEMA ESTRUCTURAL	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 01-02
				CANTIDAD PIEZAS 1
				Nº PLANO 007

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DESEMPEÑADA AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HOT ROLLED DE 3/16" PLATINAS DE 3/8" A - 36	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:5	NOMBRE	BRIDA				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 01-03	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					1	008

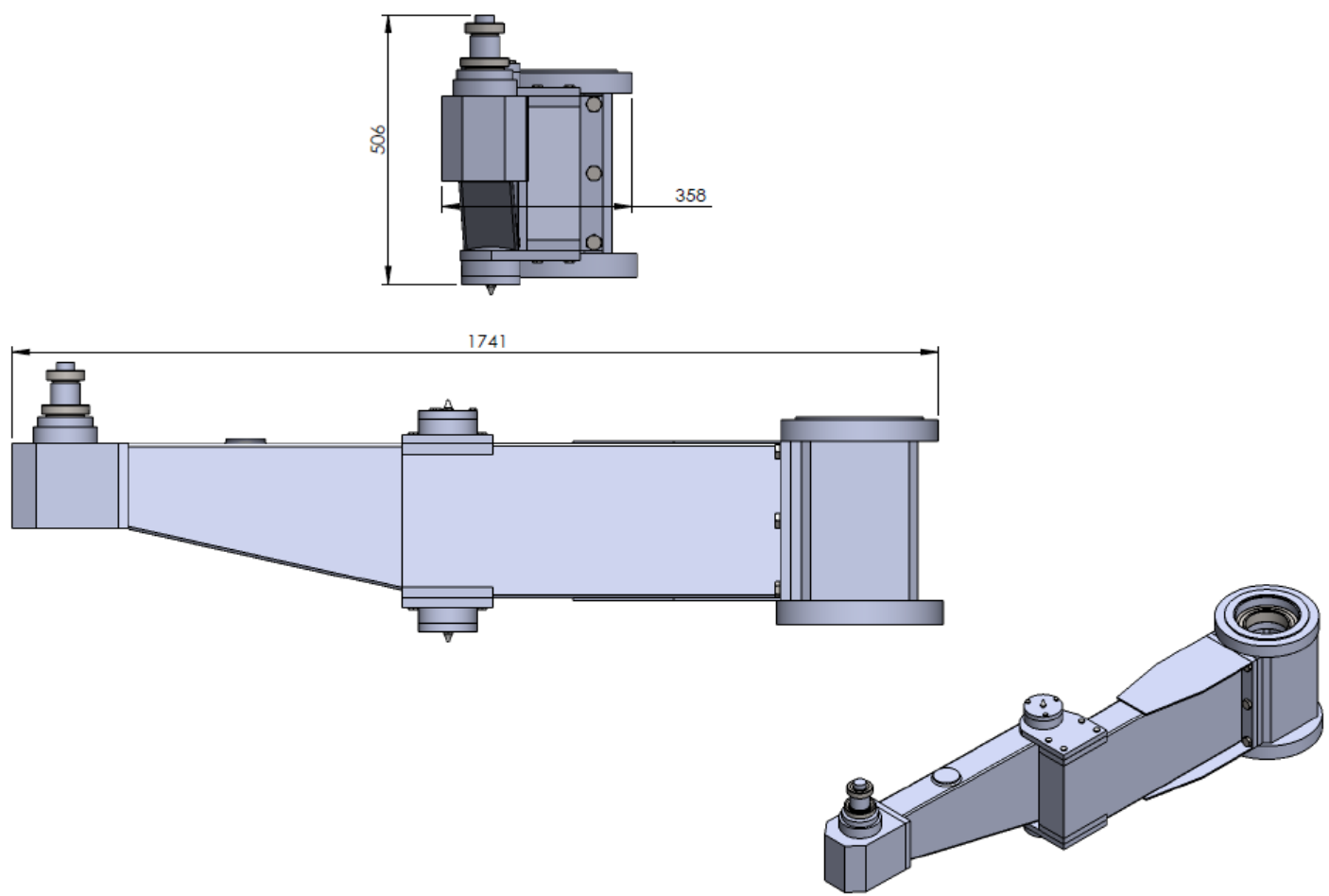
LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DEBIDAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.




N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	PARTE BOTELLA	1
2	RODAMIENTO 32207	1
3	RODAMIENTO 32011	1
4	EJE BOTELLA	1
5	ANTEBRAZO SOLIDO	1
6	TAPA RODAMIENTO	2
7	TUERCA ANTEBRAZO	2
8	CAJA RODAMIENTO BRAZO	2
9	PLACA ANTEBRAZO INFERIOR	1
10	GRASERA ANTEBRAZO	2
11	RODAMIETNO 32208	2
12	PERNO-CAJA-RODAMIENTO-ANTEBRAZO	6
13	TORNILLO DE 1/2"	12
14	PLACA ANTEBRAZO	1
15	EJE BRAZO	1
16	PARTE BRZO	1
17	RODAMIENTO 32024	2
18	PLACA BRAZO	1
19	TORNILLO 1/2" GRADO 5	6
20	PLACA BRAZO 2	2
21	CARCASA EJE PRINCIPAL	1

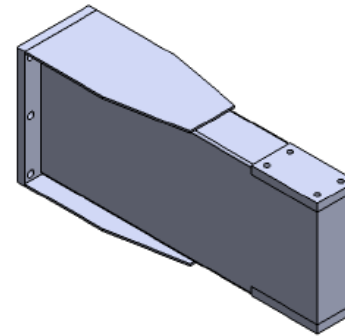
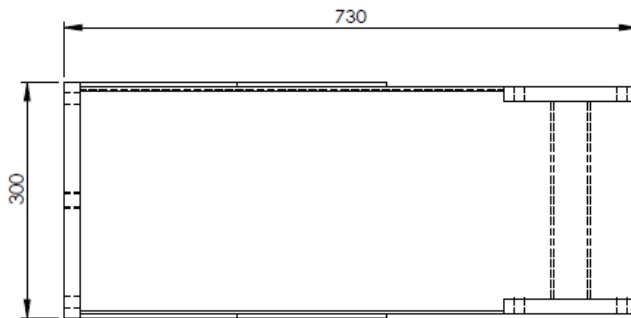
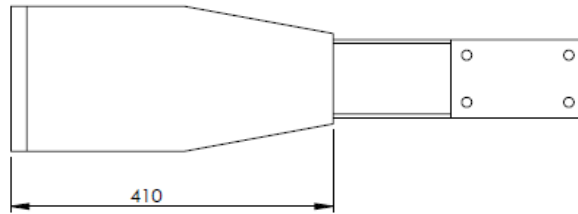
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS		<div style="text-align: center;"> UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER </div>			
ESCALA	1:15	NOMBRE	EXPLOSIVO SISTEMA POSICIONAMIENTO					
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO		MEDIDAS EN mm	MBV- 02	CANTIDAD PIEZAS	21
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS							N.º PLANO 009

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL ESTABLECIMIENTO AUTORIZADO POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



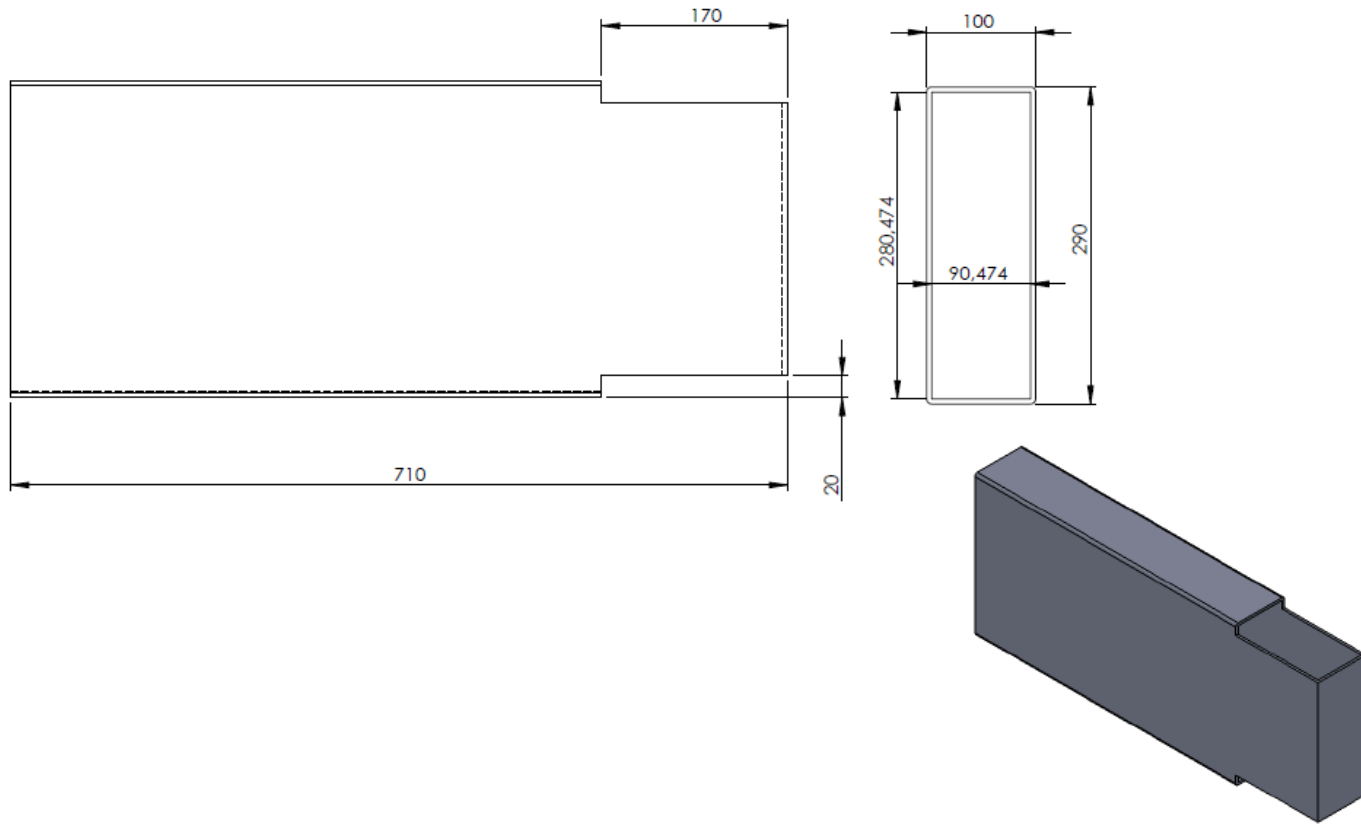
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS		 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:10	NOMBRE	COTAS GENERALES SISTEMA DE POSICIONAMIENTO					
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO		MEDIDAS EN mm	MBV- 02	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS							010


LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DEBIDAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



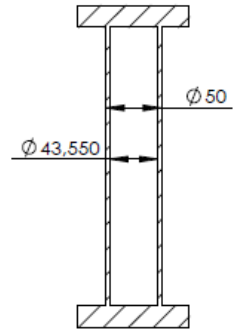
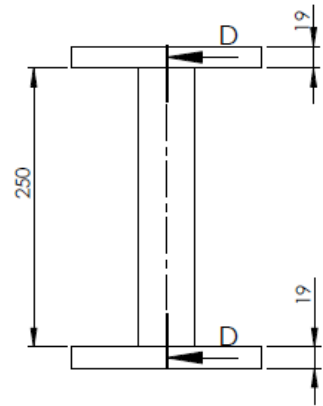
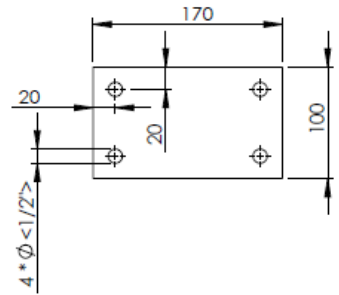
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HR 3/16" Y 3/4"	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:7	NOMBRE	BRAZO				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 02-02	CANTIDAD PIELAS 1	N.º PLANO 012
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS						

LATA COMODO ES UN DOCUMENTO DE PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE SER AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

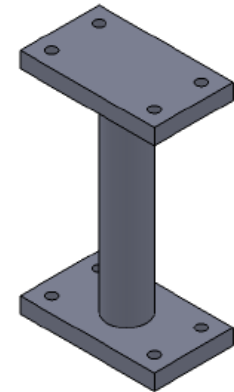


FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HOT ROLLED DE 3/16"	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER					
ESCALA	1:5	NOMBRE	PARTE BRAZO						
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 02-02-01	CANTIDAD PIEZAS	1	N.º PLANO	013
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS								

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DESEMPEÑADA AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

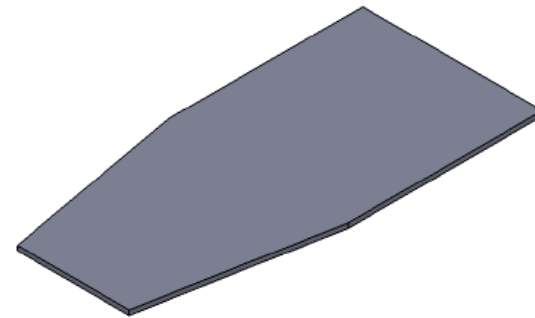
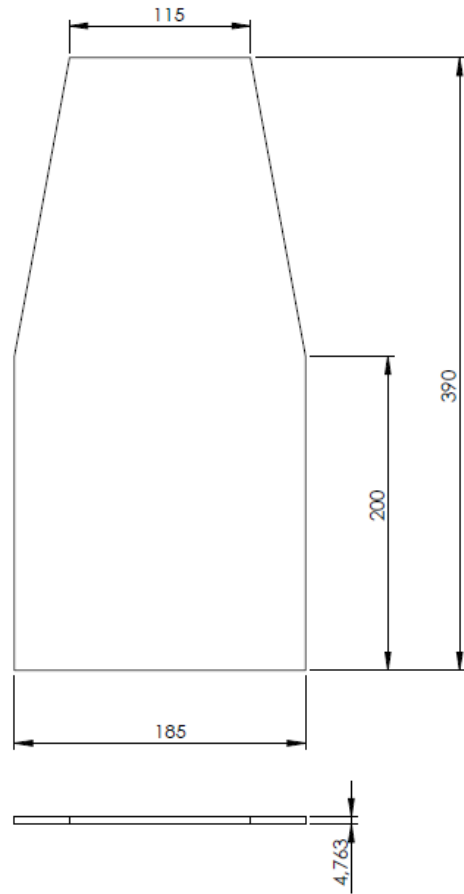



SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 5



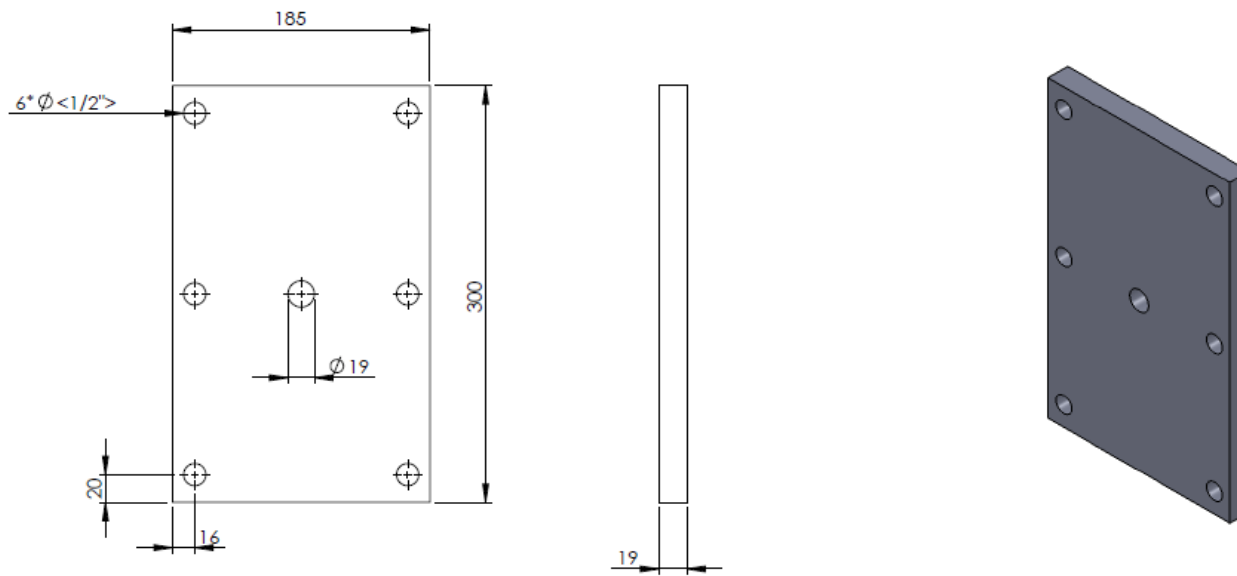
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	PLATINA A-36 DE 3/4" Y TUBO DE H40	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:5	NOMBRE	REFUERZO BRAZO	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 02-02-02
				CANTIDAD PIEZAS
				1
				Nº PLANO
				014


LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DEBIDAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



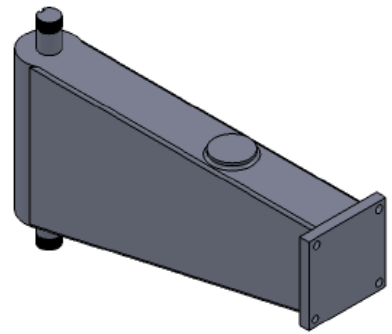
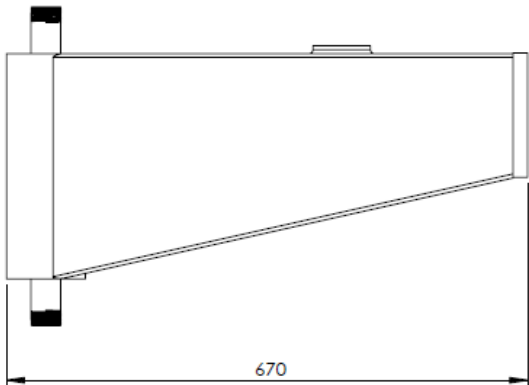
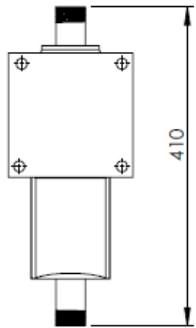
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HOT ROLLED DE 3/16"	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:3.5	NOMBRE	LAMINA REFUERZO BRAZO				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 02-02-03	CANTIDAD PIEZAS	1
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					TITULARIANO	015


LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DESEMPEÑADA AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



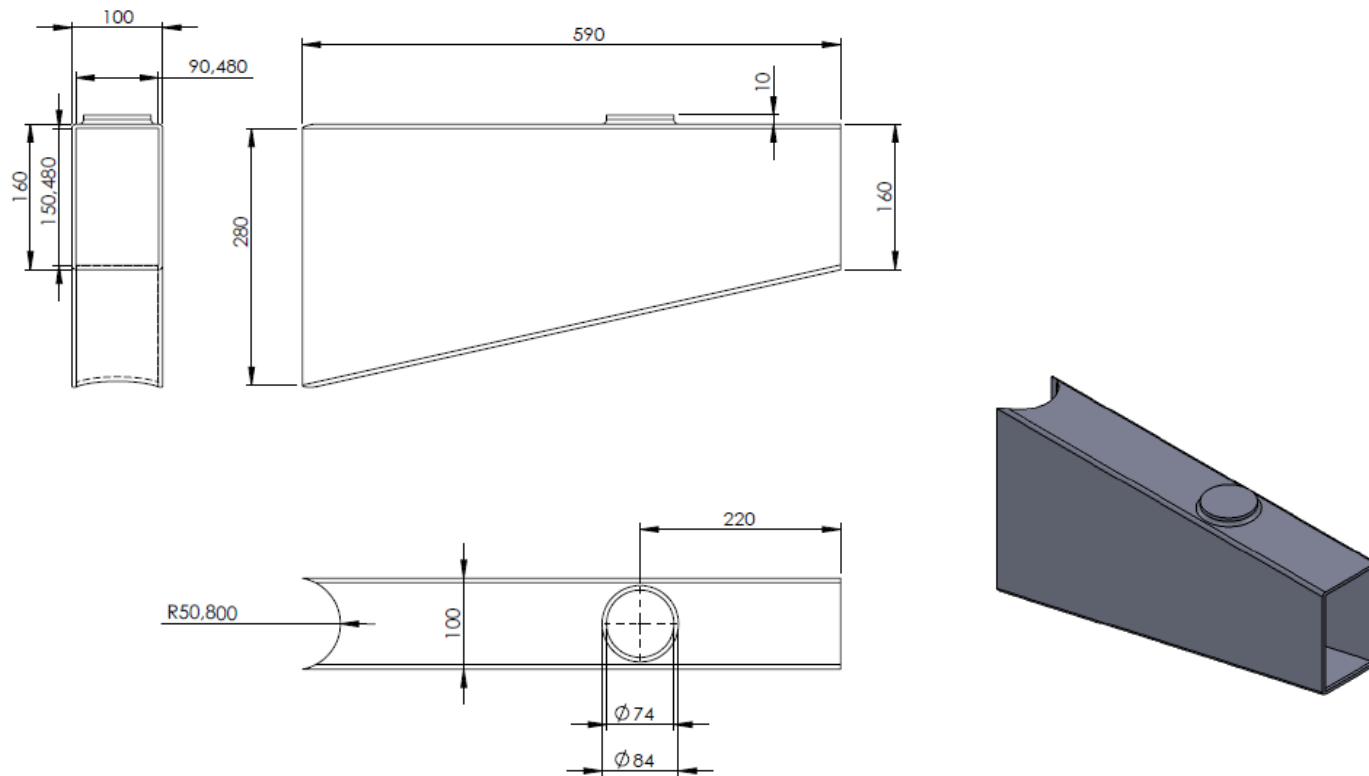
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HOT ROLLED DE 3/4"	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:4	NOMBRE	PLATINA BRAZO	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 02-02-04
				CANTIDAD PIEZAS
				1
				Nº PLANO
				016


LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL ESTABLECIMIENTO AUTORIZADO POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



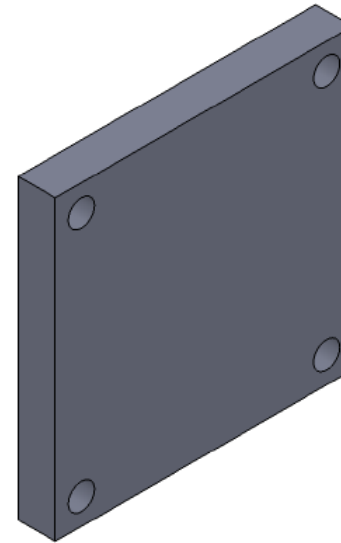
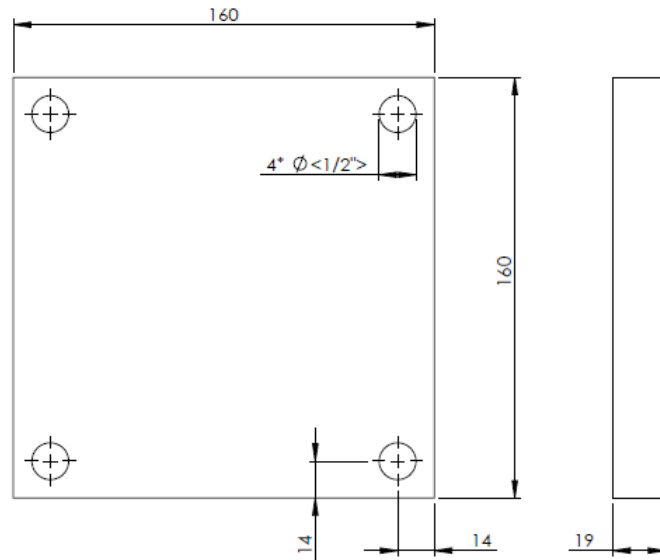
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HR 3/16" TUBO H40 Y AISI 1045	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:7	NOMBRE	ANTEBRAZO				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 02-03	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					1	017

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER - DOCUMENTO DE PROYECTO DE LA UNIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER - LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DE ESTE DISEÑO ES ESTRICTAMENTE PROHIBIDA POR LA LEY DE PROPIEDAD INTELECTUAL DE SANTANDER



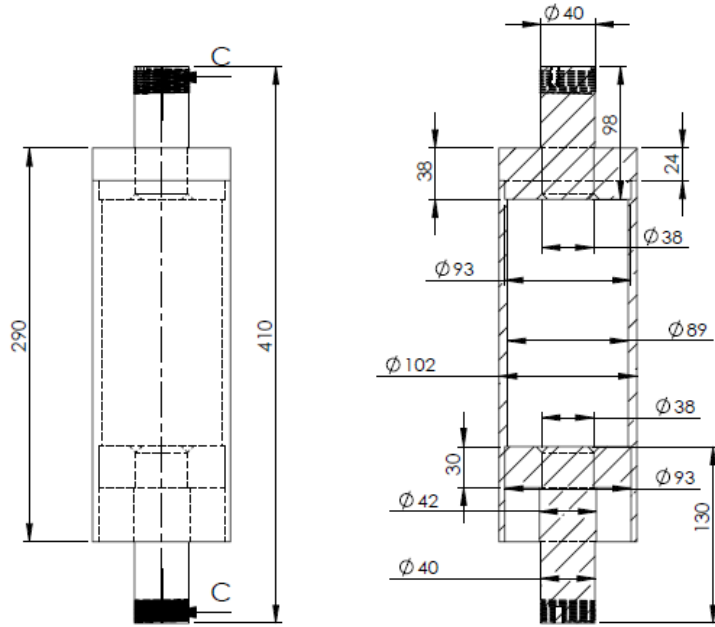
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HOT ROLLED DE 3/16"	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:6	NOMBRE	PARTE ANTEBRAZO	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 02-03-01
				CANTIDAD PIEZAS
				1
				Nº PLANO
				018

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR ESPESAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.




FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HOT ROLLED DE 3/4"	UIS UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:2	NOMBRE	PLATINA ANTEBRAZO	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 02-03-02
				CANTIDAD PIEZAS
				1
				TPL PLANO
				019

LA INFORMACION DEL DISEÑO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DEBIDAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

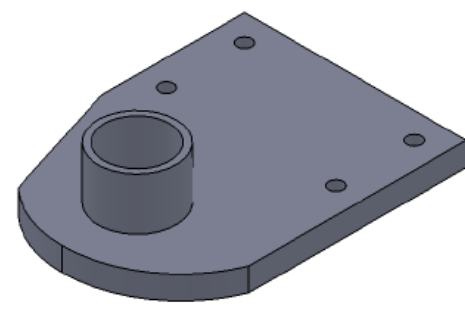
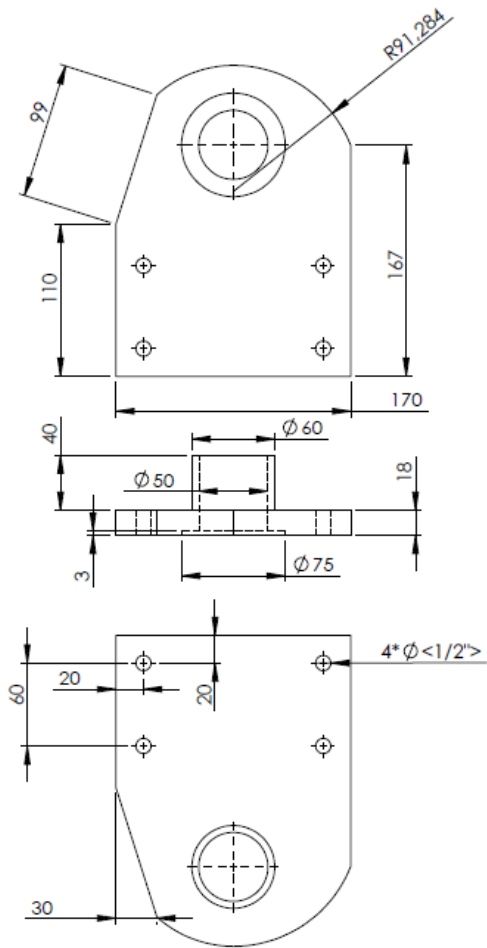


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 4



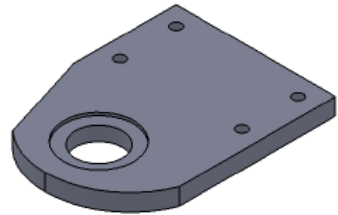
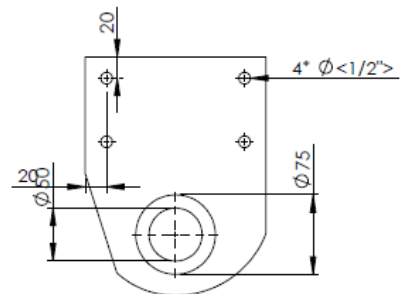
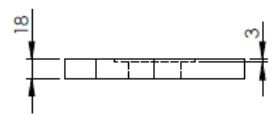
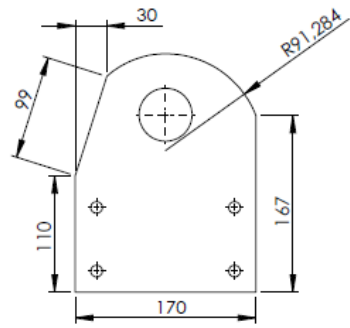
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	TUBO DE PERFORACION H40 ACERO AISI 1045	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:4	NOMBRE	EJE ANTEBRAZO	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 02-03-04
				CANTIDAD PIEZAS
				1
				NÚMERO
				020

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTABLECIMIENTO AUTORIZADO POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



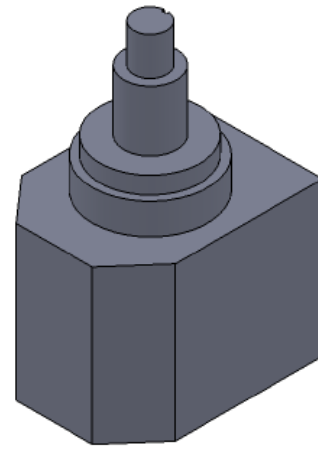
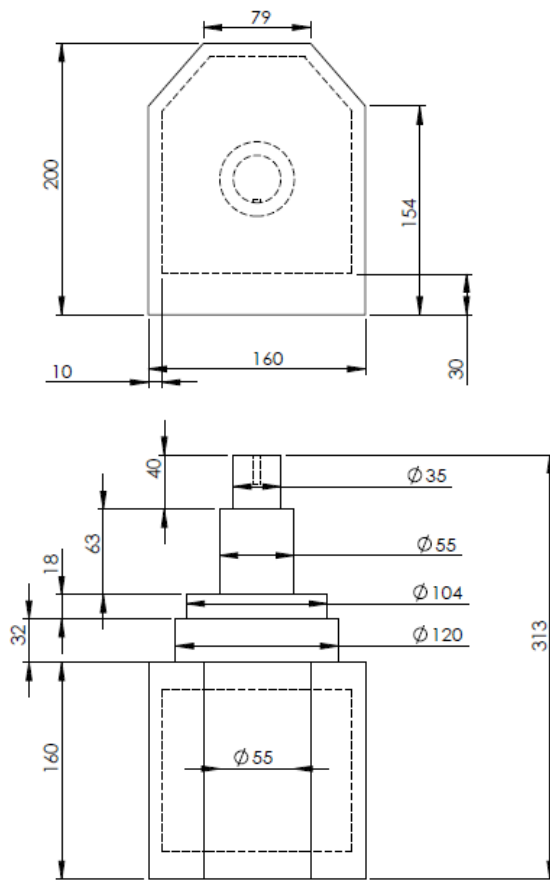
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HOT ROLLED DE 3/4"	UIS UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:4	NOMBRE	SOPORTE ANTEBRAZO INFERIOR	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 02-04
				CANTIDAD PIEZAS
				1
				N.º PLANO
				021


LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DEBIDAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

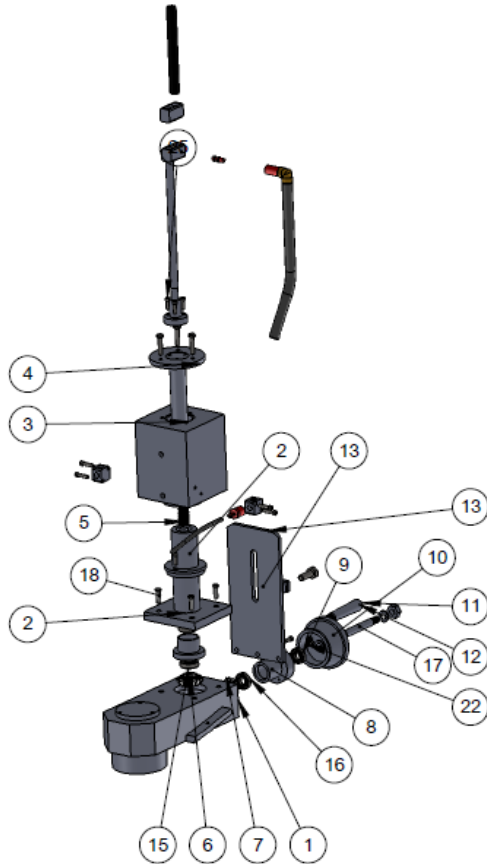


FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HOT ROLLED DE 3/4"	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:5	NOMBRE	SOPORTE ANTEBRAZO SUPERIOR				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 02-05	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					1	022

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL ESTABLECIMIENTO AUTORIZADO POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	LAMINA HOT ROLLED DE 3/8" BARRA AISI 1045	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:4	NOMBRE	BOTELLA	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 02-06
				CANTIDAD PIEZAS 1
				Nº PLANO 023

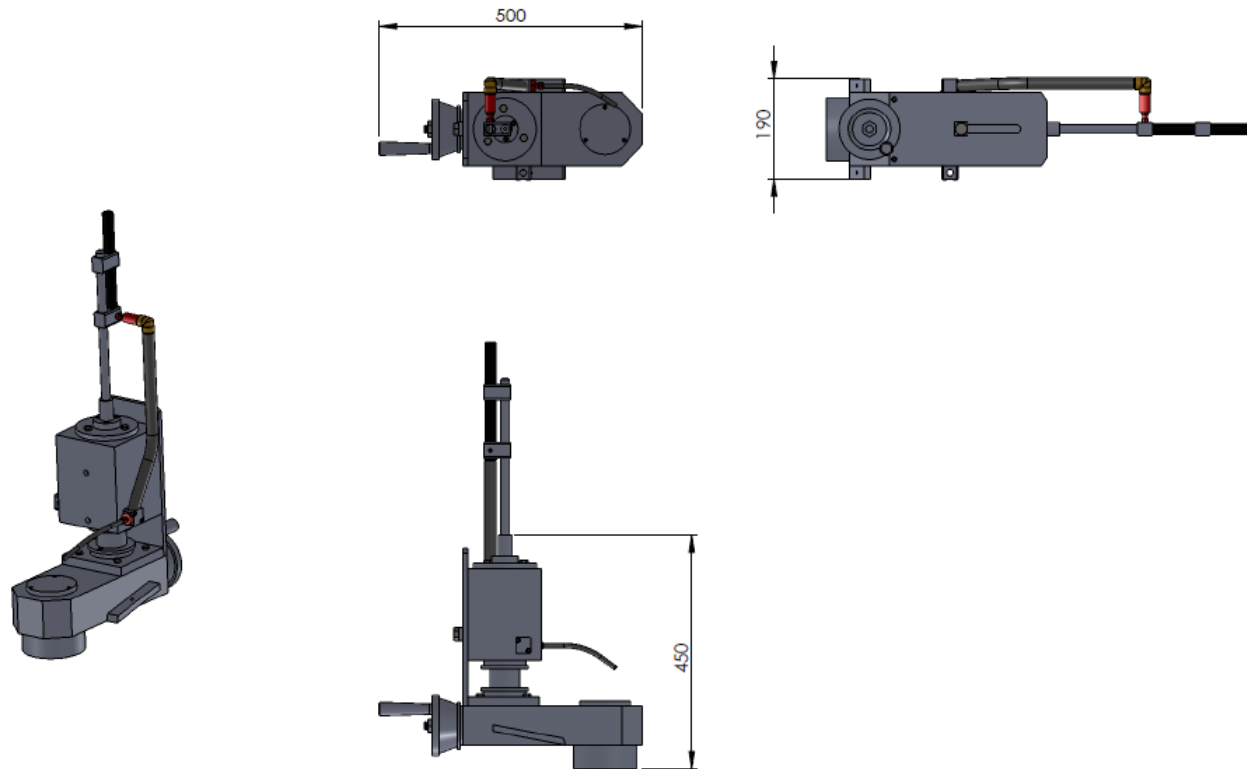


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	ACOPLE BRAZOS MOTOR	1
2	FORRO TORNILLO	1
3	PORTAMOTOR	1
4	TUERCA TORNILLO	1
5	TORNILLO	1
6	ENGRANAJE CONICO 1	1
7	ENGRANAJE CONICO 1	1
8	CHUMACERA	1
9	RODAMIENTO 2	1
10	VOLANTE	1
11	FORRO MANIVELA	1
12	MANIVELA	1
13	PLACA PORTAMOTOR	1
14	CHUMACERA-TORNILLO	1
15	RODAMIENTO 30203	2
16	RODAMIENTO 6207	1
17	EJE MANIVELA	1
18	PERNO-CAJA-RODAMIENTO-ANTEBRAZO	4

FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS			
ESCALA	1:12	NOMBRE	EXPLOSIVO SISTEMA MECANICO			
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO		MEDIDAS EN mm	MBV- 03
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS				CANTIDAD PIEZAS	42
					N.º PLANO	0024

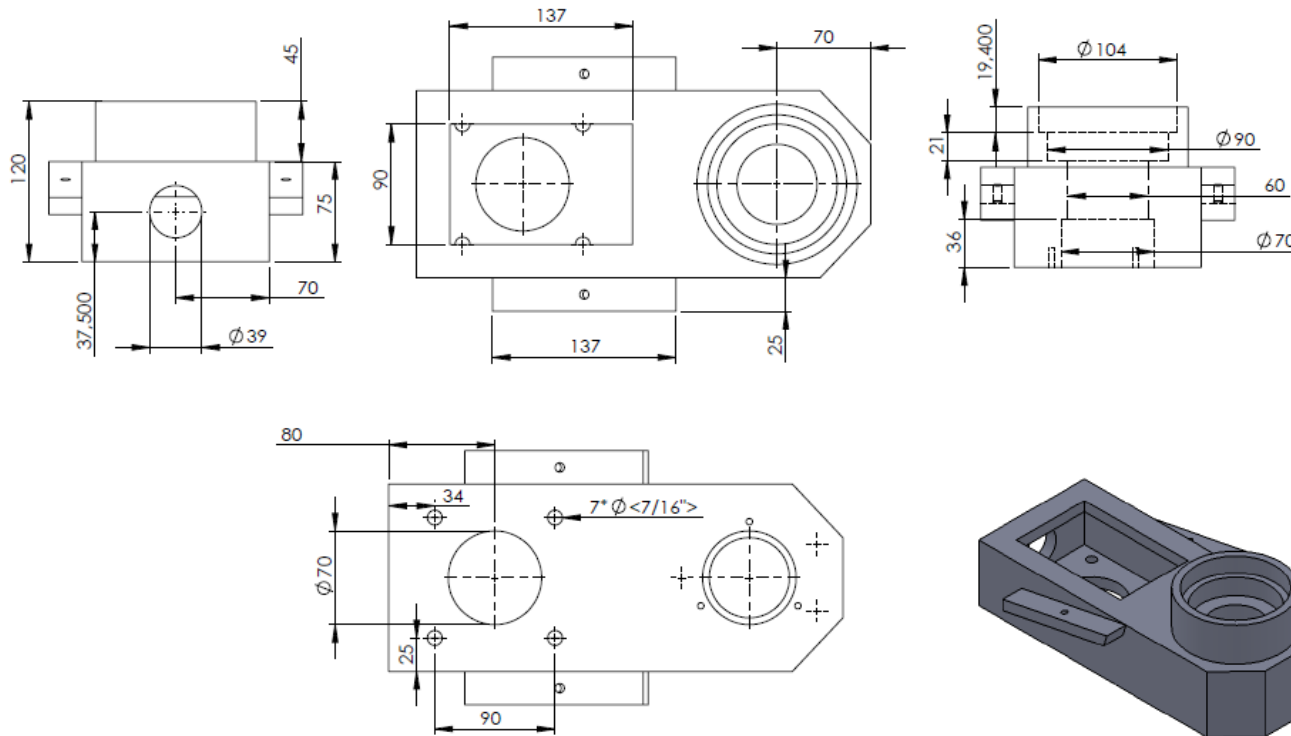
UIS
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER


LA INFORMACIÓN EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR EXPRESAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



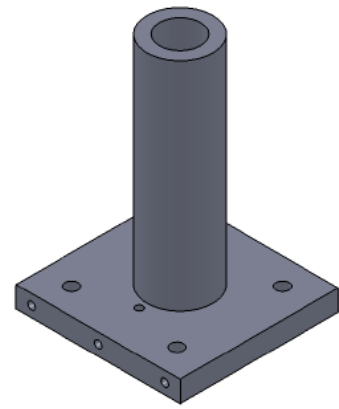
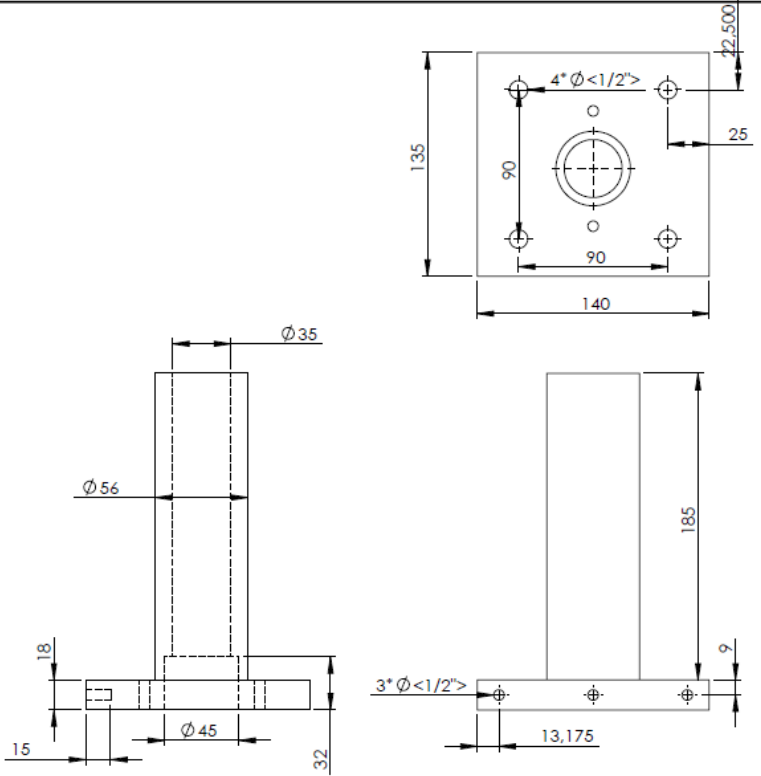
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:10	NOMBRE	COTAS GENERALES SISTEMA MECANICO				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALES	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 03	CANTIDAD PIEZAS	TIR. PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS						025

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DEBIDAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



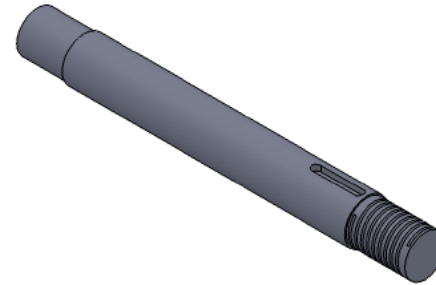
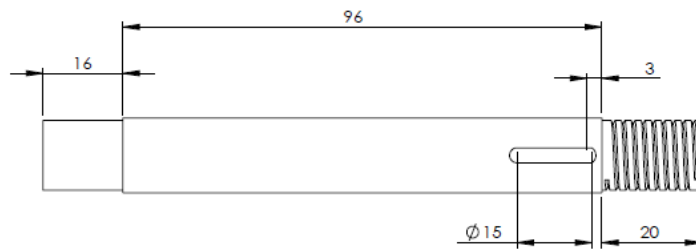
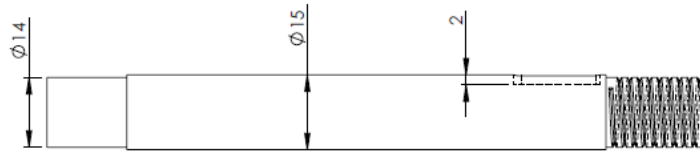
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	FUNDICION GRIS	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER					
ESCALA	1:8	NOMBRE	SOPORTE SISTEMA MECANICO						
APROBO	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 03-01	CANTIDAD PIEZAS	1	TIP PLANO	026
DIBUJO	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS								

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO PROPORCIONA LA MEJOR REPRESENTACION DE LA INFORMACION DISPONIBLE EN EL MOMENTO DE SU ELABORACION. SIN EMBARGO, SE RESERVA EL DERECHO DE MODIFICARLA SIN PREVIO AVISO.



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	PLATINA HR 3/4"	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:3		TUBO PERFORACION H40	
APROBO	ING ISNARDO GONZALEZ	NOMBRE	FORRO TORNILLO	
DIBUJO	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
				MBV- 03-02
				CANTIDAD PIEZAS
				1
				Nº PLANO
				027

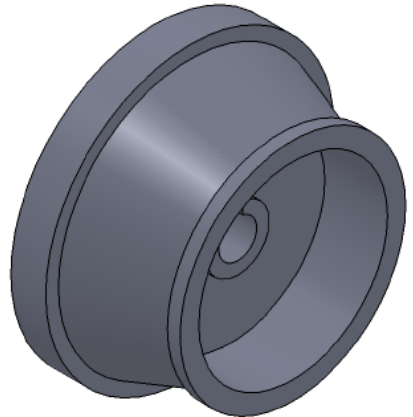
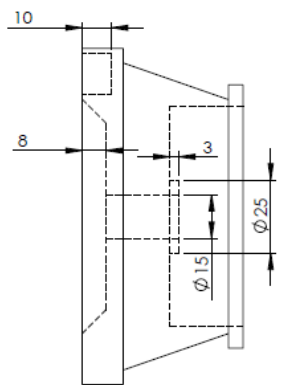
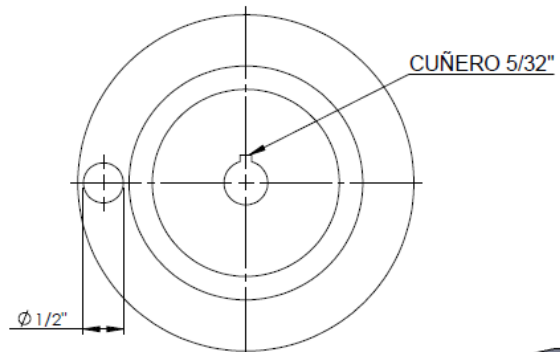
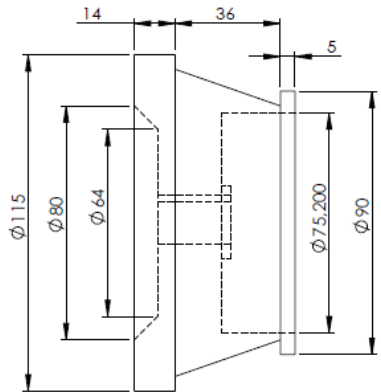
LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL CONSENTIMIENTO DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	AISI 1045				
ESCALA	1:1	NOMBRE	EJE ENGRANAJE CONICO				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO				
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS	MEDIDAS EN mm	MBV- 03-03	CANTIDAD PIEZAS	1	Nº PLANO	028

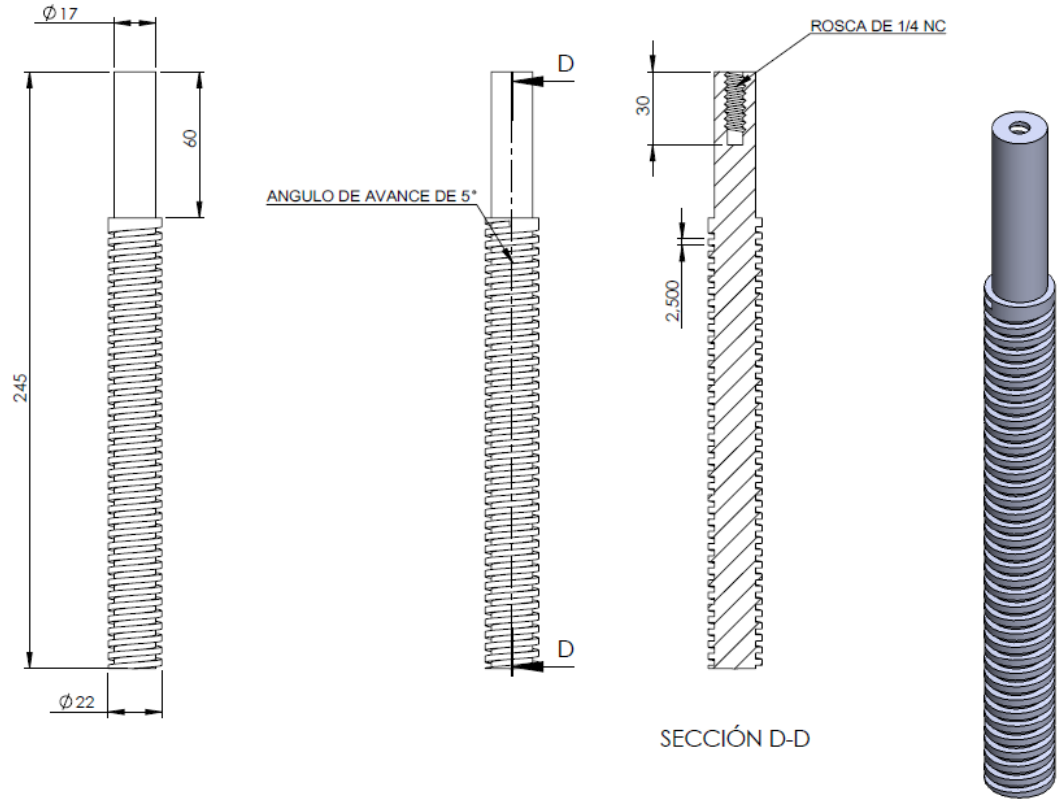
UIS
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

LA PRESENTACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DEFORMAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



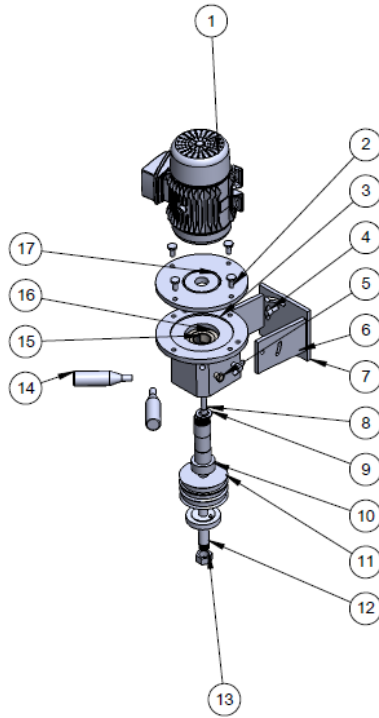
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ALUMINIO	UIS UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER					
ESCALA	1:8	NOMBRE	VOLANTE						
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 03-04	CANTIDAD PIEZAS	1	TEMPLEADO	029
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS								

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL, SIN EL PRESENTAR LA AUTORIZACION POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	AISI 1045				
ESCALA	1:8	NOMBRE	TORNILLO DE POTENCIA				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER					
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS						
PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV-03-05	CANTIDAD PIEZAS	1	Nº PLAZO	030

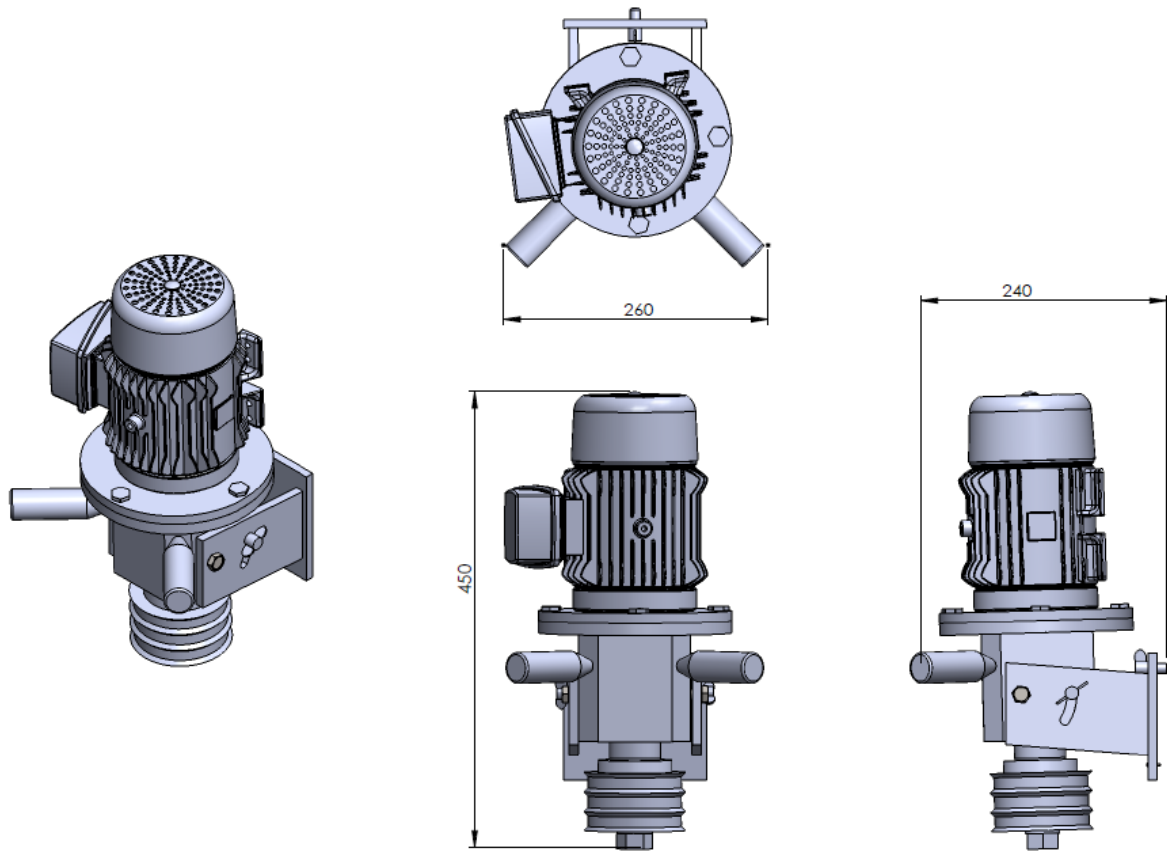
LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL PERMISO DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESTÁ PROHIBIDA.




N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	MOTOR 2HP	1
2	PERNO BRIDA- MOTOR	4
3	TRANSMISION	1
4	TORNILLO MARIPOSA	3
5	TORNILLO M10	2
6	PLATINA MANDIBULA LATERAL	2
7	PLATINA MANDIBULA	1
8	TORNILLO PORTAHERRAMIENTA	1
9	ARANDELA PORTAHERRAMIENTA	1
10	HUSILLO	1
11	HERRAMIENTA	3
12	PORTA HERRAMIENTA	1
13	TUERCA PORTAHERRAMIENTA	1
14	MANGO TRANSMISION	2
15	CUÑA MOTOR-HUSILLO	1
16	RODAMIENTO 32207	2
17	BRIDA MOTOR	1
18	GUIA TRANSMISION	1

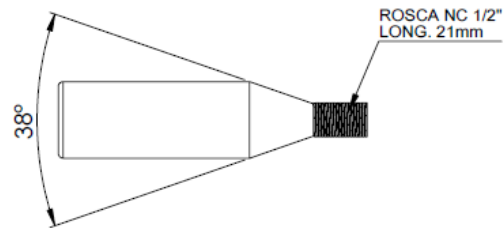
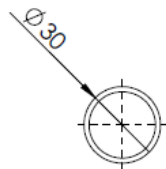
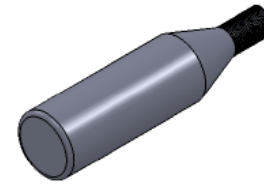
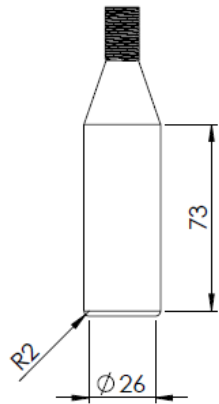
FECHA	20/10/2012	MATERIAL					
ESCALA	1:10	NOMBRE	<div style="text-align: center;"> UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER </div>				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALES	PROYECTO					DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS	MEDIDAS EN mm	MBV- 04	CANTIDAD PIEZAS	18	REPLAZO	031

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DE ESTE DOCUMENTO SIN EL consentimiento escrito de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ES PROHIBIDA.

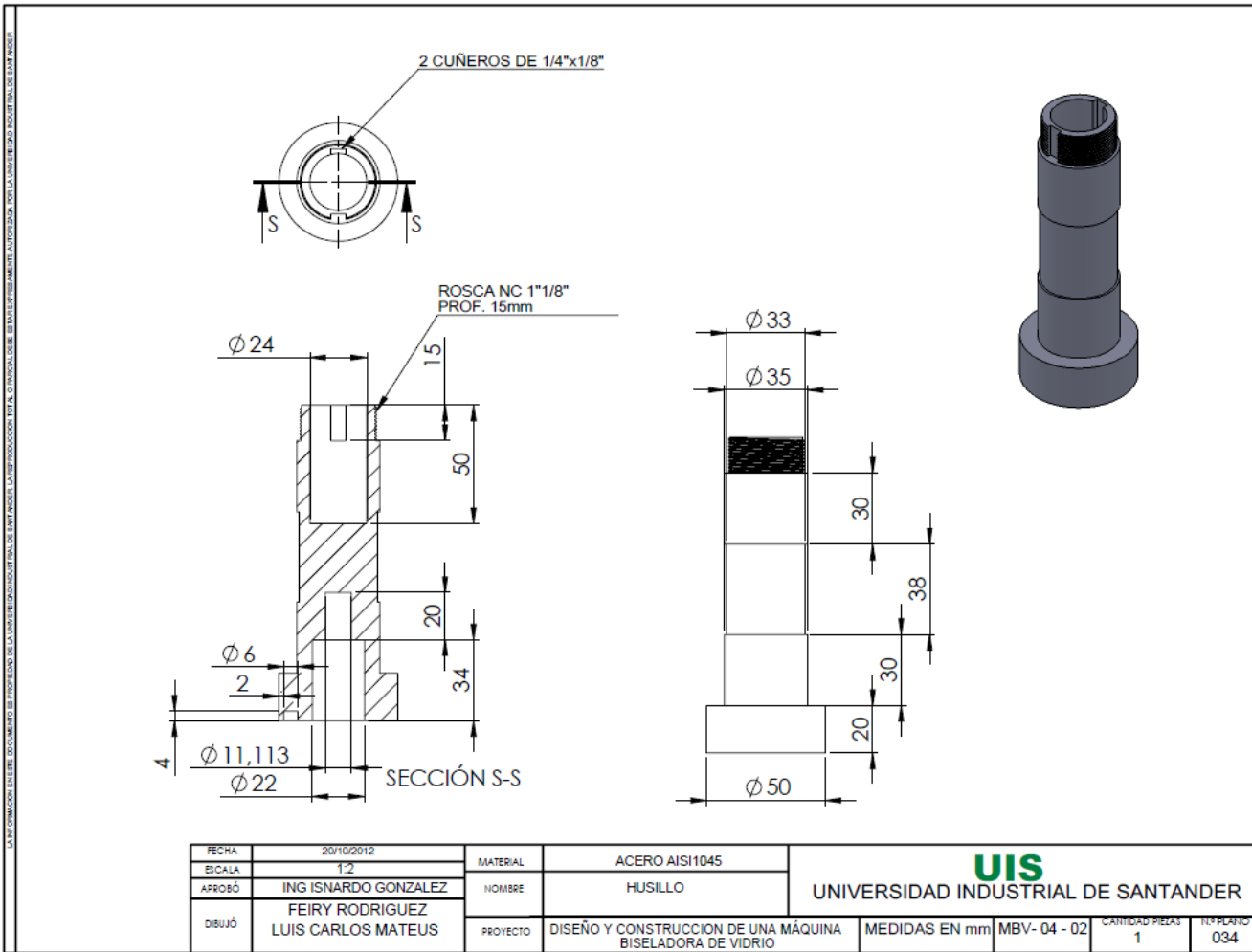


FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS			
ESCALA	1:5	NOMBRE	COTAS GENERALES SISTEMA DE MECANIZADO			
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO		MEDIDAS EN mm	MBV- 04
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					CANTIDAD PIEZAS 032
			 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			

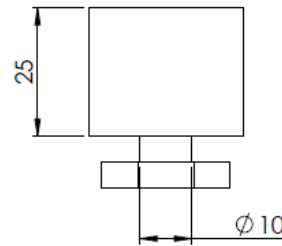
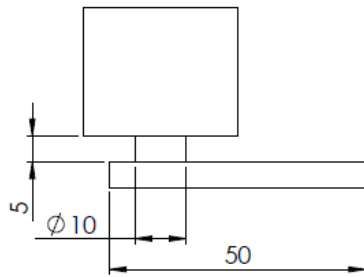
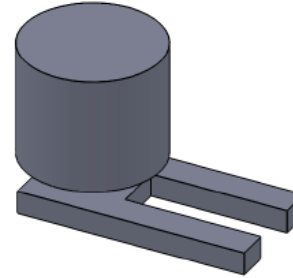
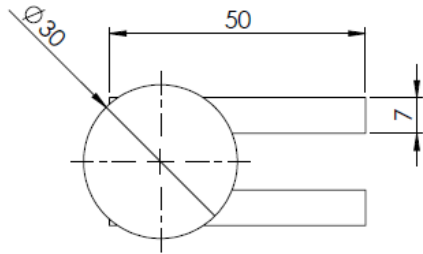
LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DEL PROGRAMA DE LA UNIVERISIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DE EL MISMO ESTÁ ELEVADAMENTE SANCIONADA POR LA LEY DE DERECHOS RESERVADOS DE SANTANDER.




FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ACERO AISI 1045	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER					
ESCALA	1:2	NOMBRE	MANGO TRANSMISION						
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 04 - 01	CANTIDAD PIEZAS	1	TEMPLEADO	033
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS								

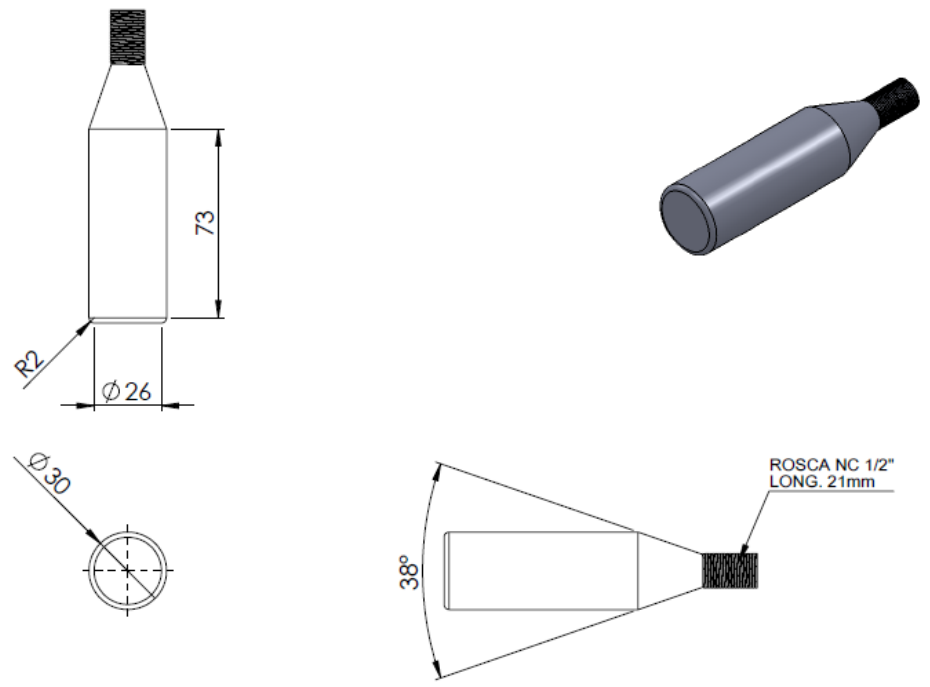


LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. ESTÁ SUJETA A REVISIÓN Y MODIFICACIONES SIN AVISO PREVIO. LA REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL DE ESTE DOCUMENTO SIN EL consentimiento escrito de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESTÁ PROHIBIDA.



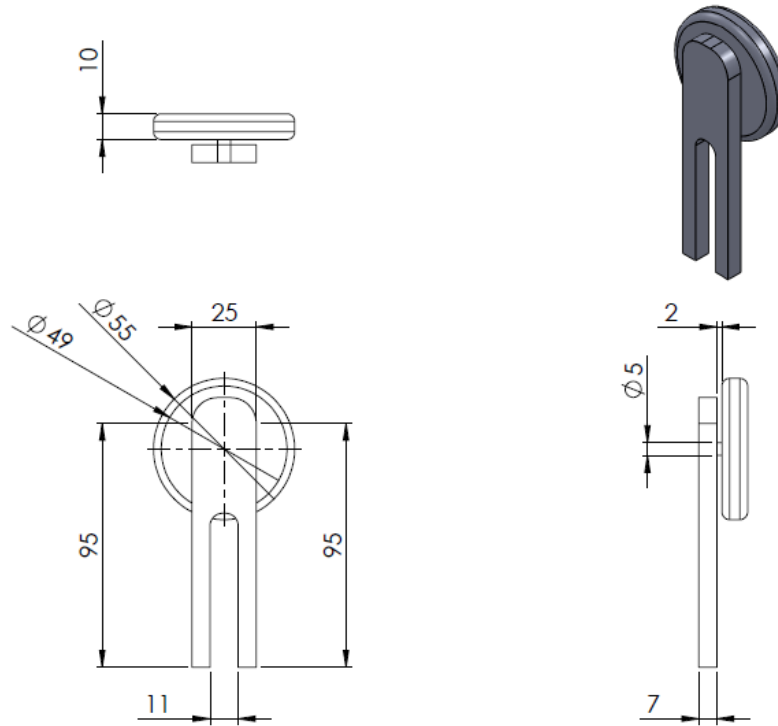
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	BRONCE	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:1	NOMBRE	PALPADOR LATERAL	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 04 - 03
				CANTIDAD REALES
				1
				Nº PLANO
				035


LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. ESTÁ PROHIBIDA SU REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL CONSENTIMIENTO ESCRITO DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

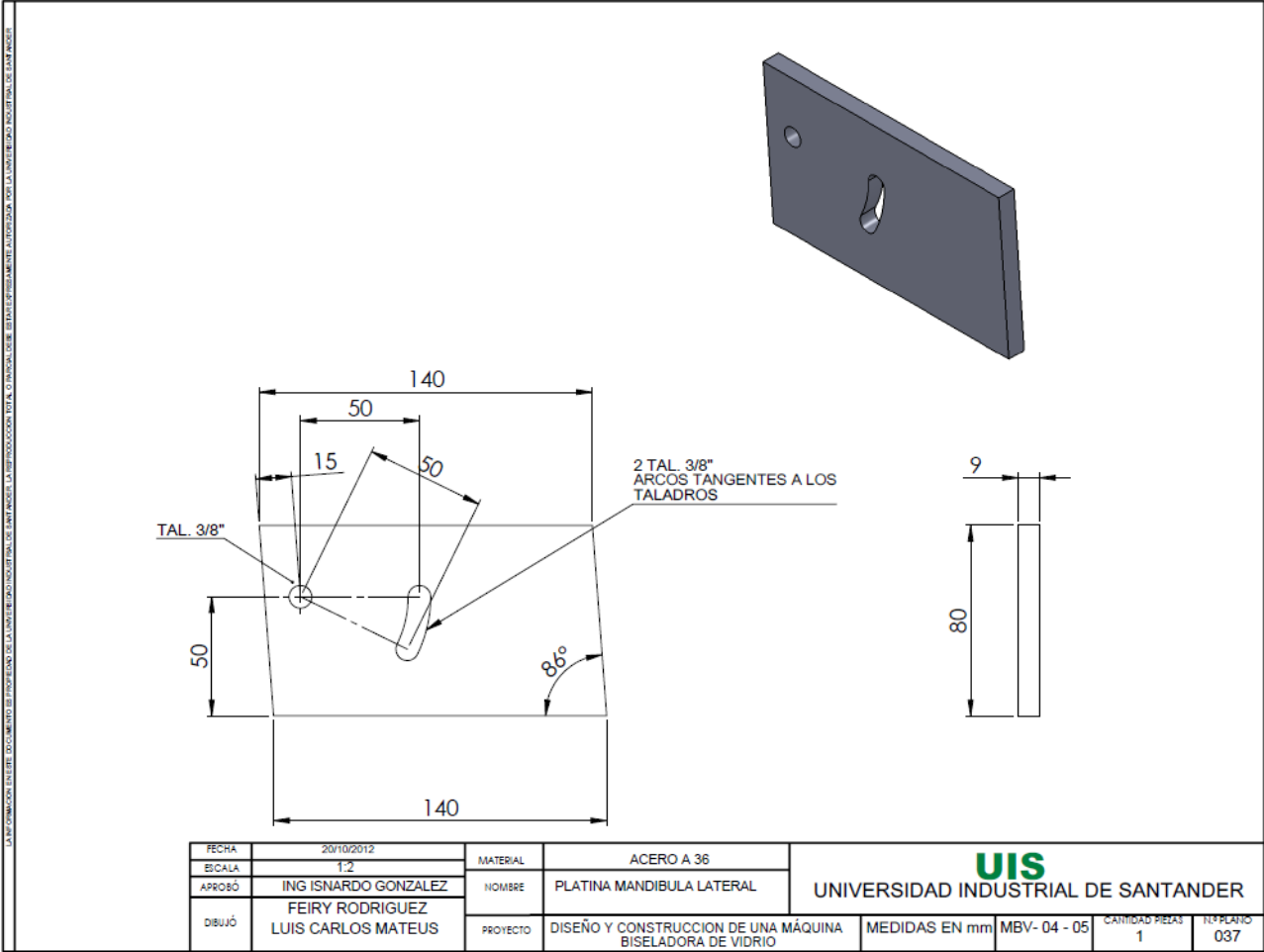


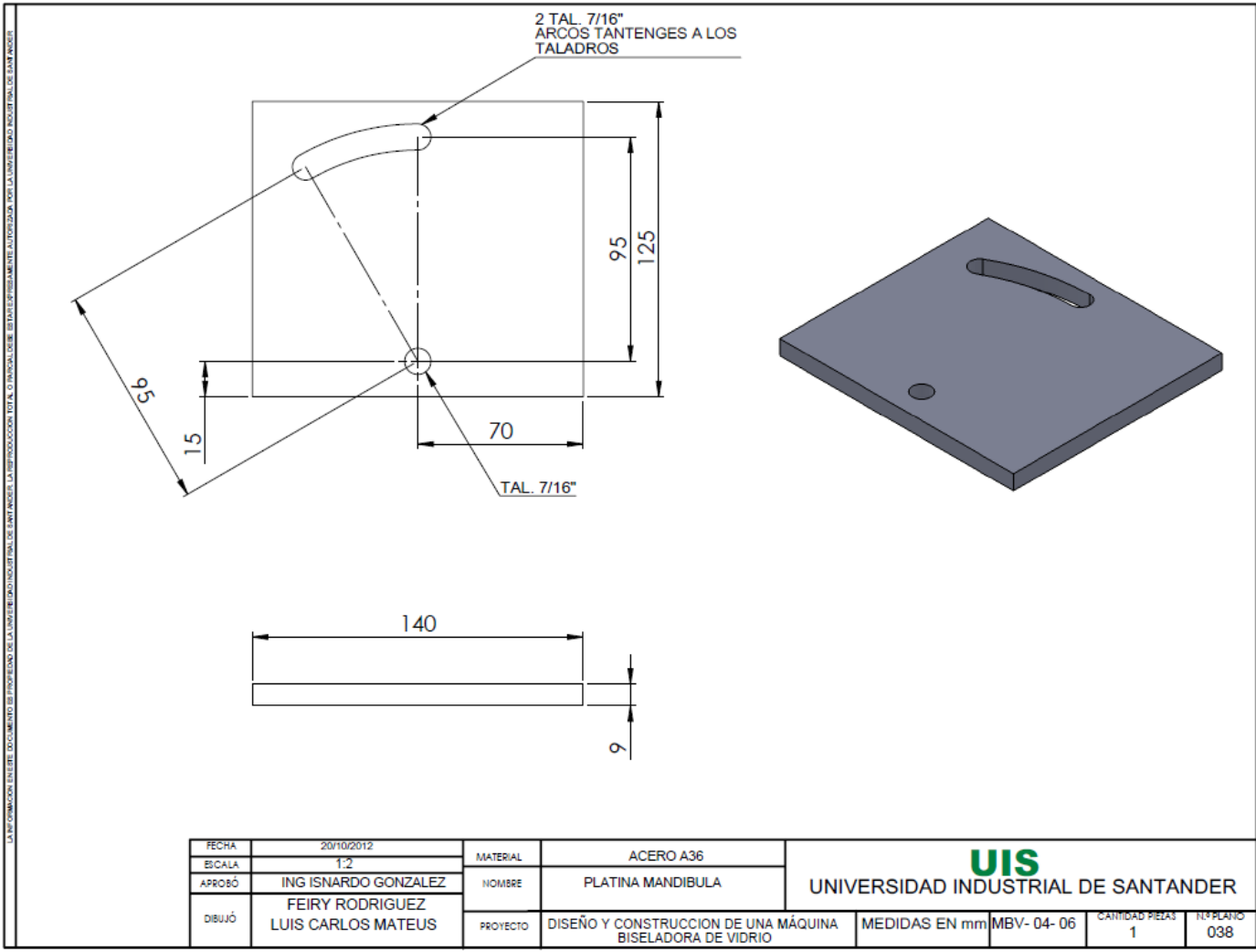
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ACERO AISI 1045	UIS UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:2	NOMBRE	MANGO TRANSMISION	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 04 - 01
				CANTIDAD PIEZAS
				1
				NÚMERO PLANO
				033

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

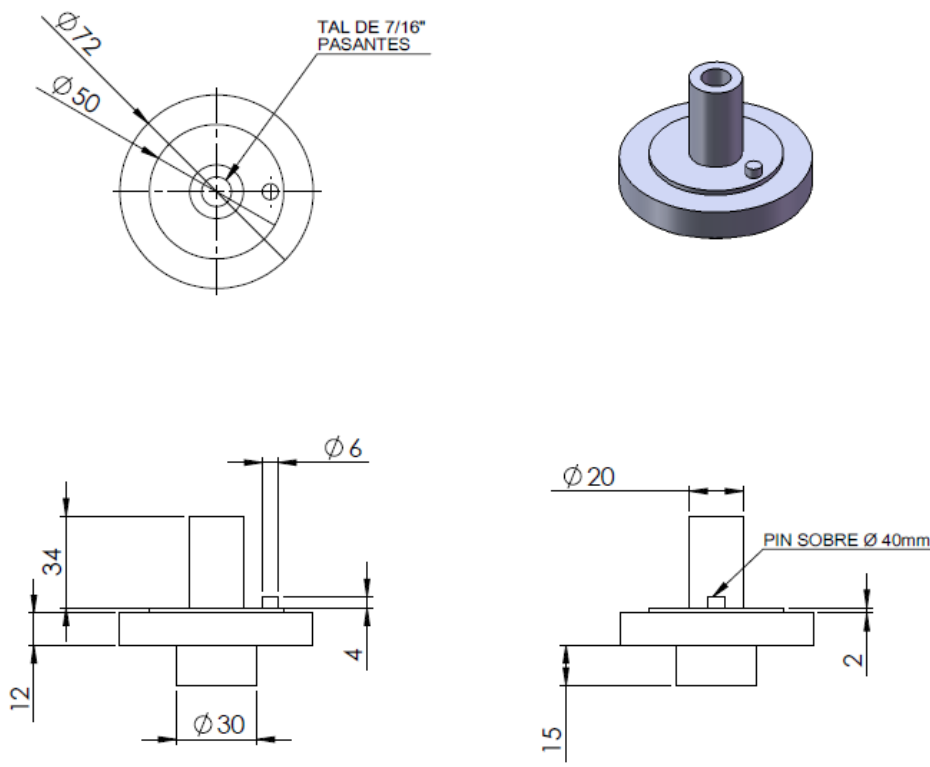



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ACERO AISI 1045	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:2	NOMBRE	PALPADOR INFERIOR				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 04 - 04	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					1	036



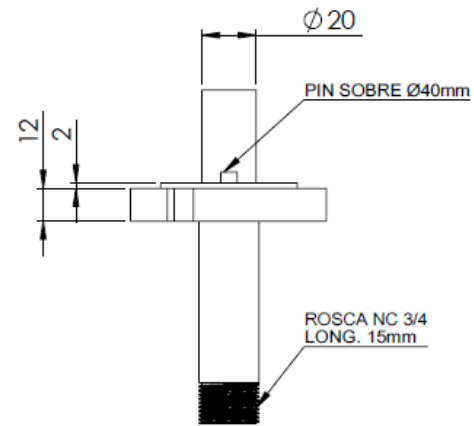
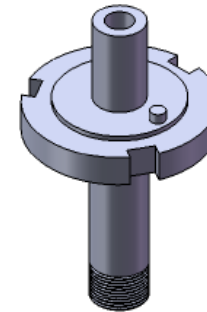
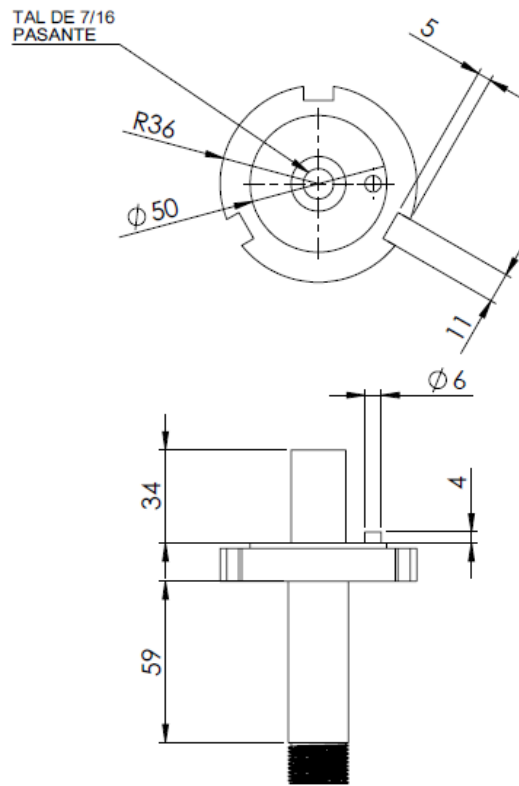


LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPRIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. ESTÁ ESTRICTAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ACERO AISI 1045	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
ESCALA	1:2	NOMBRE	PORTA HERRAMIENTA BISELADO		
APROBO	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO		
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS	MEDIDAS EN mm	MBV- 04 - 07	CANTIDAD PIEZAS 1	Nº PLANO 039

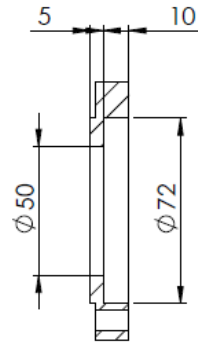
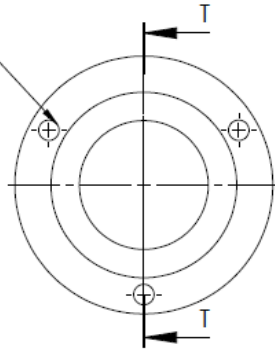
LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. ESTA MODELO LA PRODUCCION TOTAL O PARCIAL QUE SE HAYA PRESUMIENDO AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



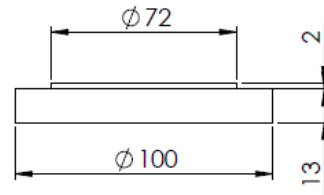
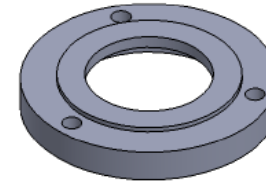
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ACERO AISI 1045	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER					
ESCALA	1:2	NOMBRE	PORTA HERRAMIENTA PULIDO						
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 04 - 08	CANTIDAD PIEZAS	1	REP. PLATO	040
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS								

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DEBIDAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

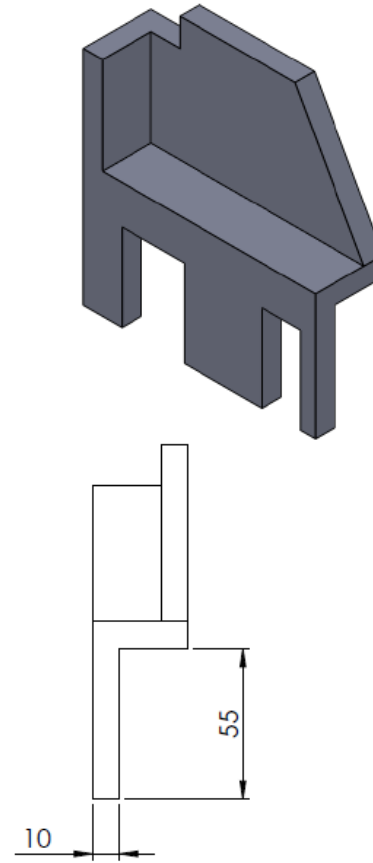
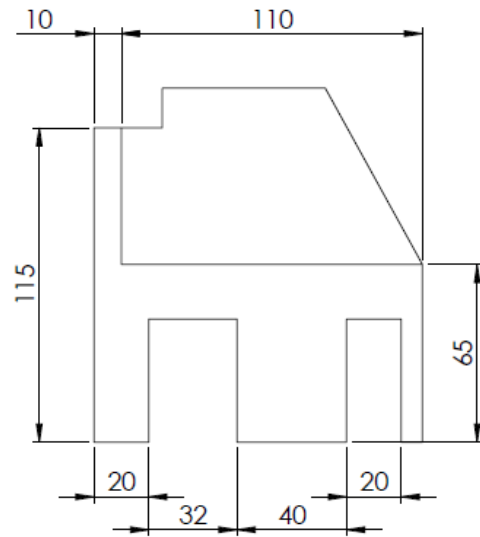
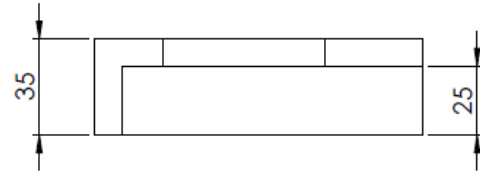
3 TAL DE 5/16"
SOBRE Ø85mm




SECCIÓN T-T



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ACERO AISI 1045	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER					
ESCALA	1:2	NOMBRE	PORTA RETENEDOR						
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 04 - 09	CANTIDAD PIEZAS	1	Nº PLANO	041
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS								



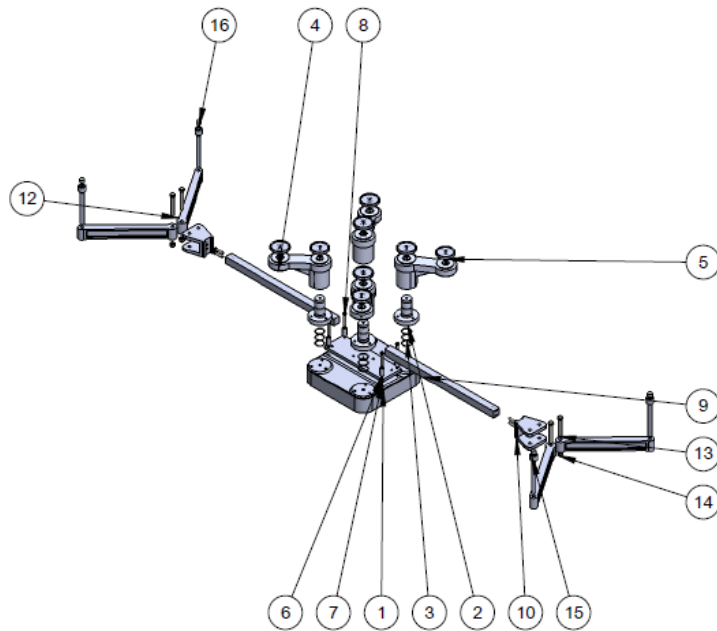
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ALUMINIO	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:2	NOMBRE	SOPORTE PALPADOR				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 04 - 10	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					1	042

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DESEMPEÑADA AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ALUMINIO	UIS UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:5	NOMBRE	TRANSMISION	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 04 - 11
				CANTIDAD PIEZAS 1
				Nº PLANO 043

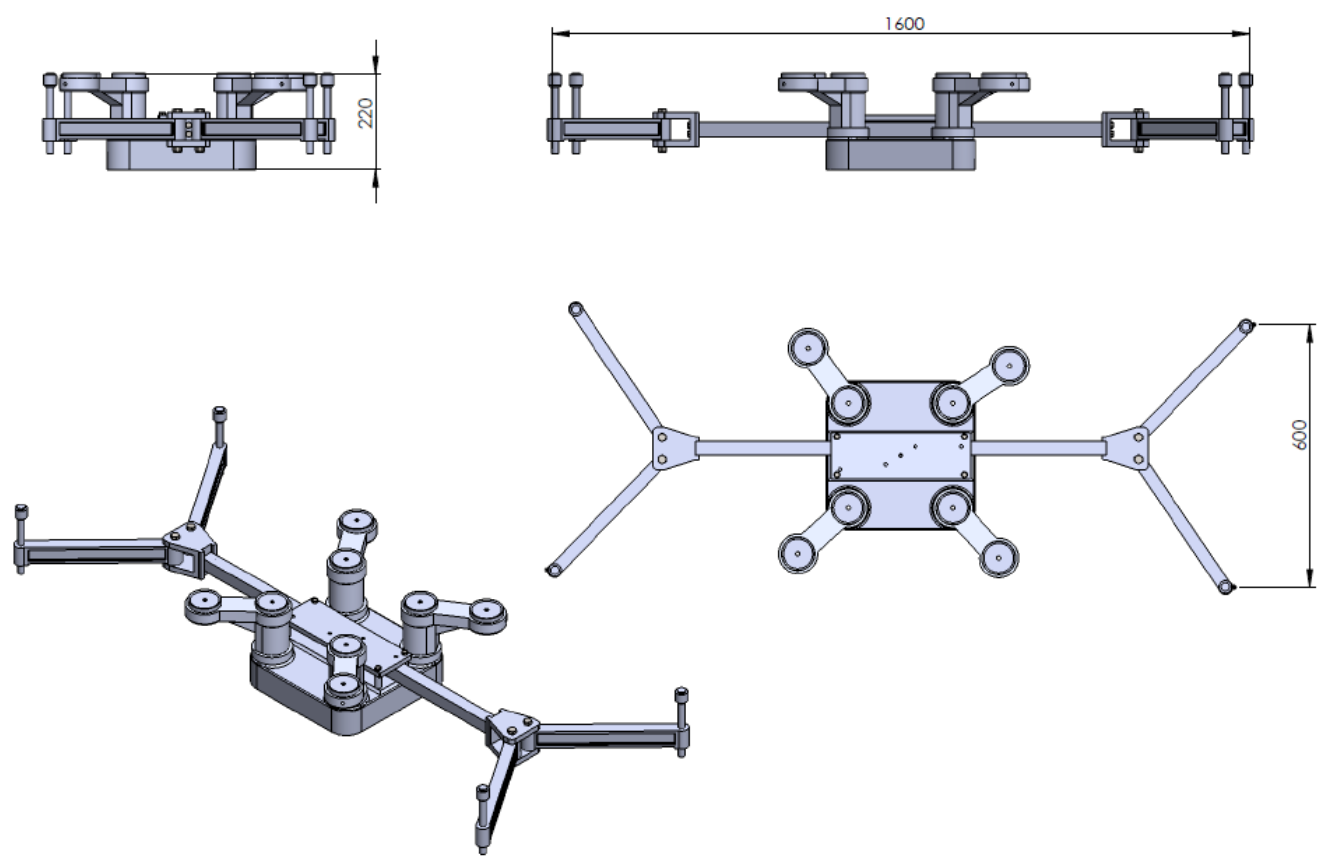
LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. ESTÁ PROHIBIDO REPRODUCIR, COPIAR, O ENVIAR A OTRO SIN EL PERMISO PREVIO DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.




N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	MESA	1
2	SOPORTE ZAPATO	4
3	ORING	12
4	ZAPATO	4
5	CHUPA	8
6	BUJE TIJERAS	4
7	SOPORTE TIJERAS	1
8	TORNILLO M8	8
9	BARRA TIJERAS	2
10	TIJERAS	2
12	BARRA EXTENSION TIJERAS	4
13	TORNILLO M14	4
14	TUERCA M14	4
15	TORNILLO TIJERAS	4
16	CAUCHO TIJERAS	4

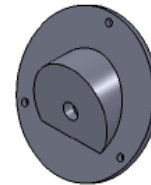
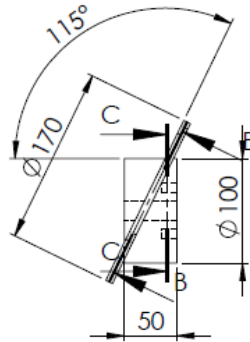
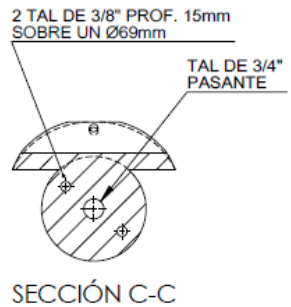
FECHA	20/10/2012	MATERIAL							
ESCALA	1:20	NOMBRE	EXPLOSIVO SISTEMA DE SUJECION						
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 05	CANTIDAD PIEZAS	16	N.º PLANO	044
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS	<div style="text-align: right;"> UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER </div>							

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL ESTABLECIMIENTO AUTORIZADO POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

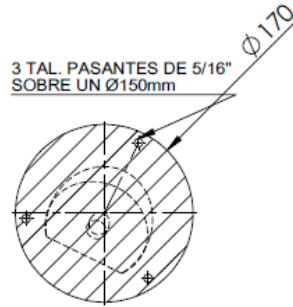


FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS		 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:12	NOMBRE	COTAS GENERALES SISTEMA DE SUJECION		
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 05
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS	CANTIDAD PIEZAS			Nº PLANO 045

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL DESEMPEÑO AUTORIZADO POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



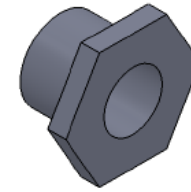
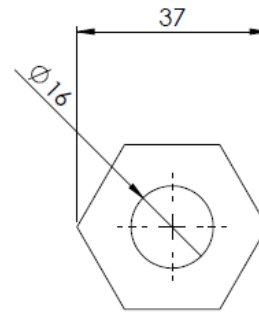
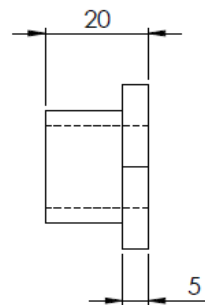
3 TAL. PASANTES DE 5/16"
SOBRE UN Ø150mm




SECCIÓN B-B

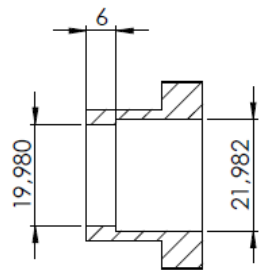
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ALUMINIO	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:5	NOMBRE	BASE EJE VALVULA				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 05 - 01	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLANO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					1	046

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

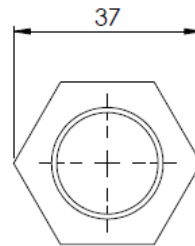
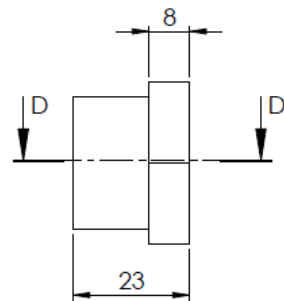
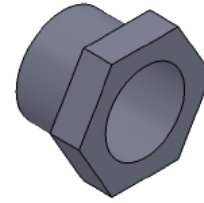


FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ACERO AISI 1045	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:1	NOMBRE	BUJE EXTERNO				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 05 - 02	CANTIDAD PIEZAS	Nº PLATO
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					1	047

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DESEMPEÑADA AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

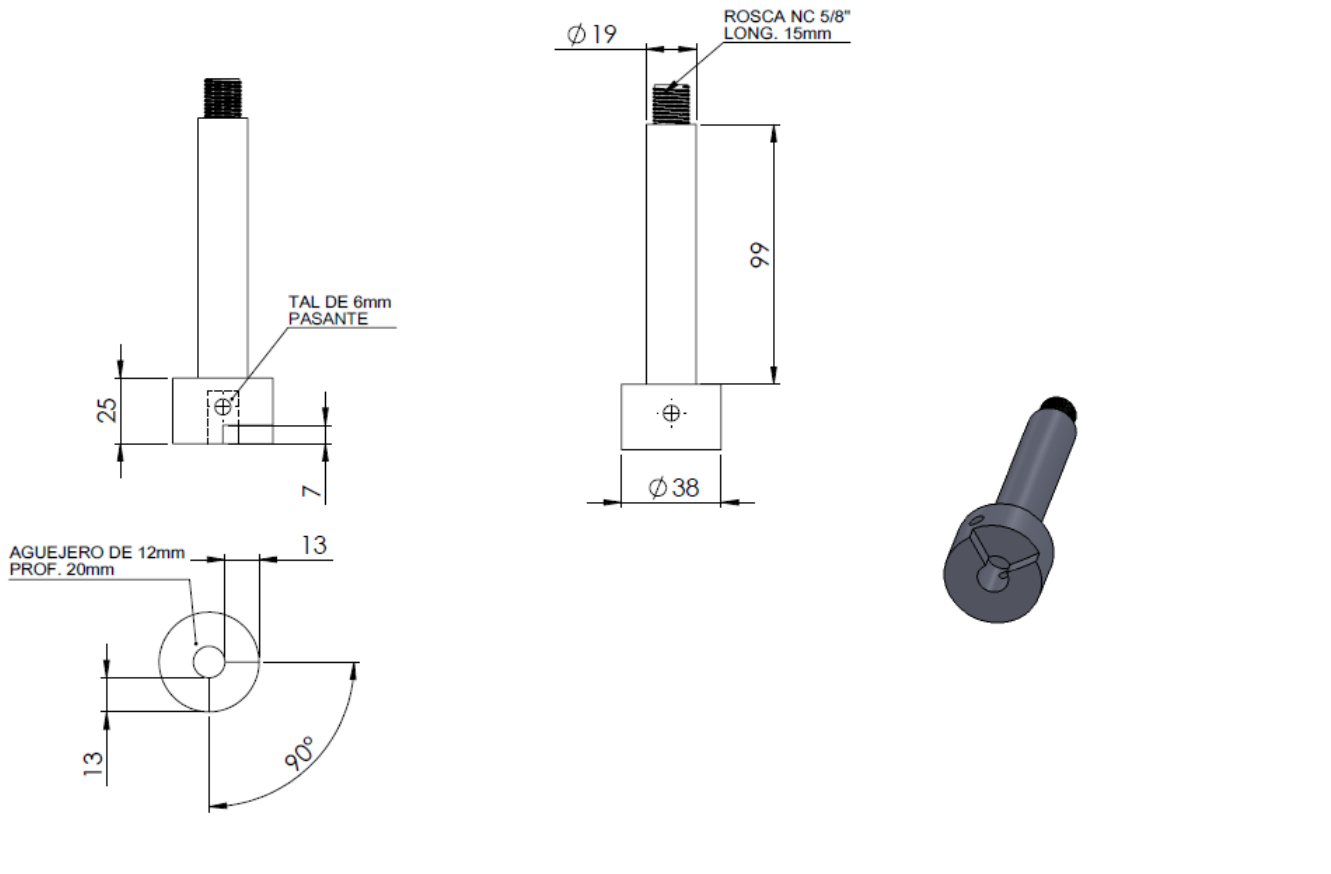


SECCIÓN D-D



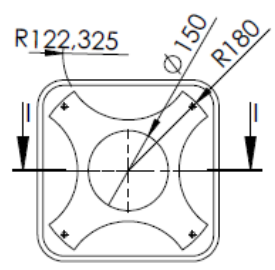
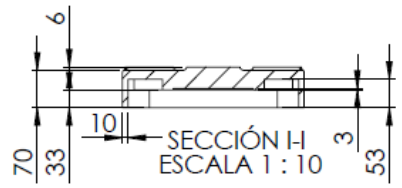
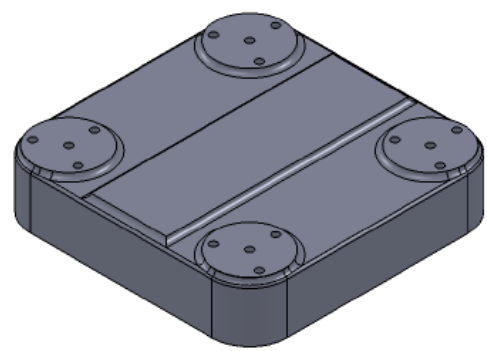
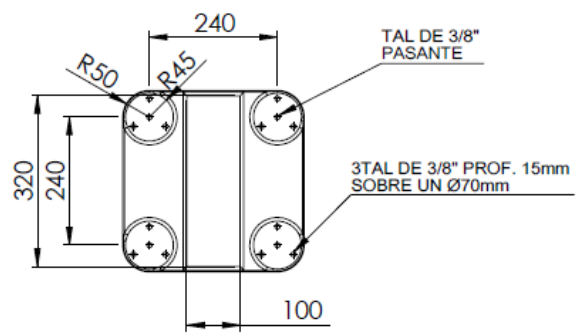
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ACERO AISI 1045	UIS UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:1	NOMBRE	BUJE INTERNO				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 05 - 03	CANTIDAD PIEZAS	1
DISUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					TIPO PLANO	048

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. ESTÁ AUTORIZADO PARA SU USO EN LA INDUSTRIA LOCAL DE SANTANDER.

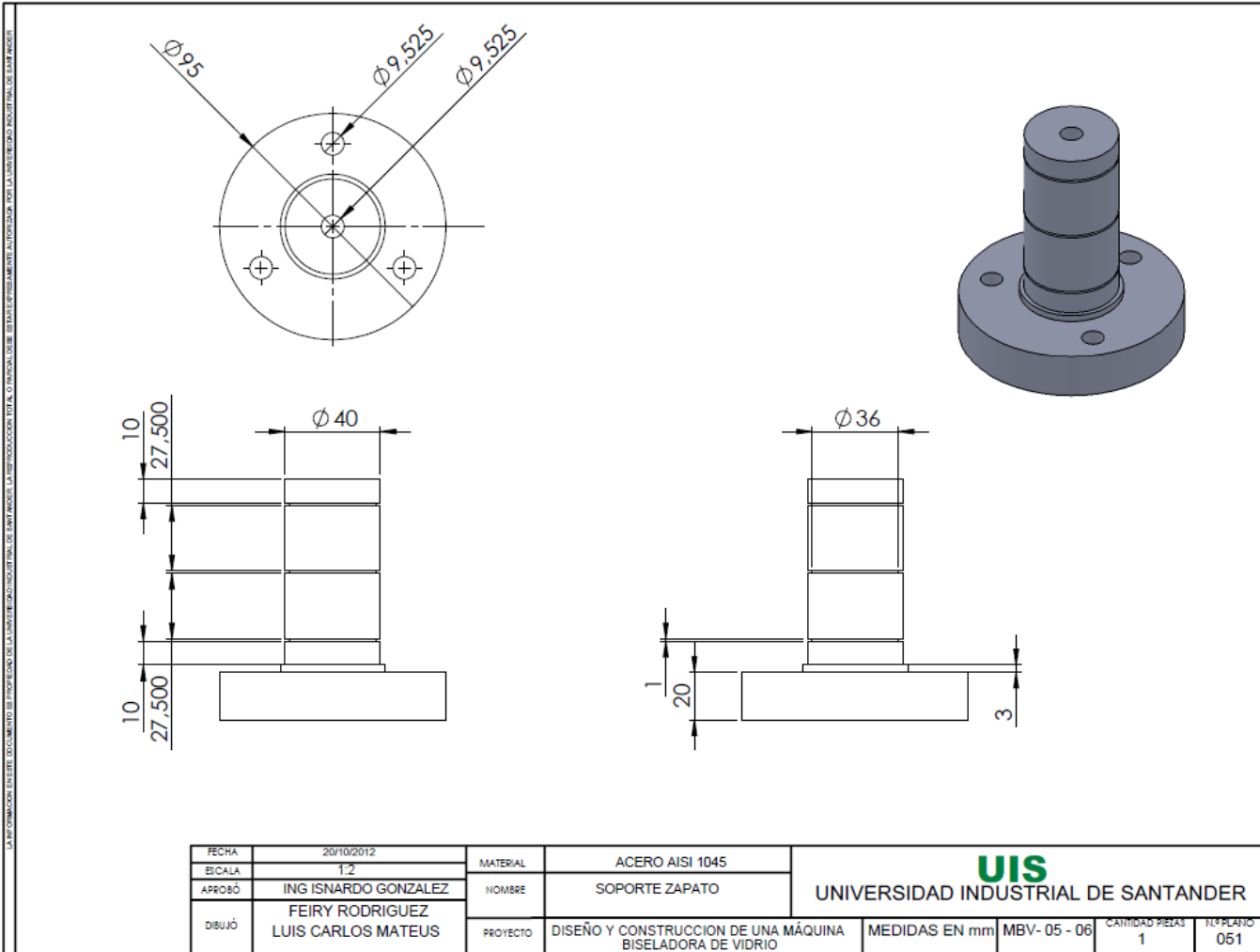


FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ACERO AISI 1045	UIS UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:2	NOMBRE	EJE VALVULA DE BOLA	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 05 - 04
				CANTIDAD PIEZAS 1
				Nº PLANO 049

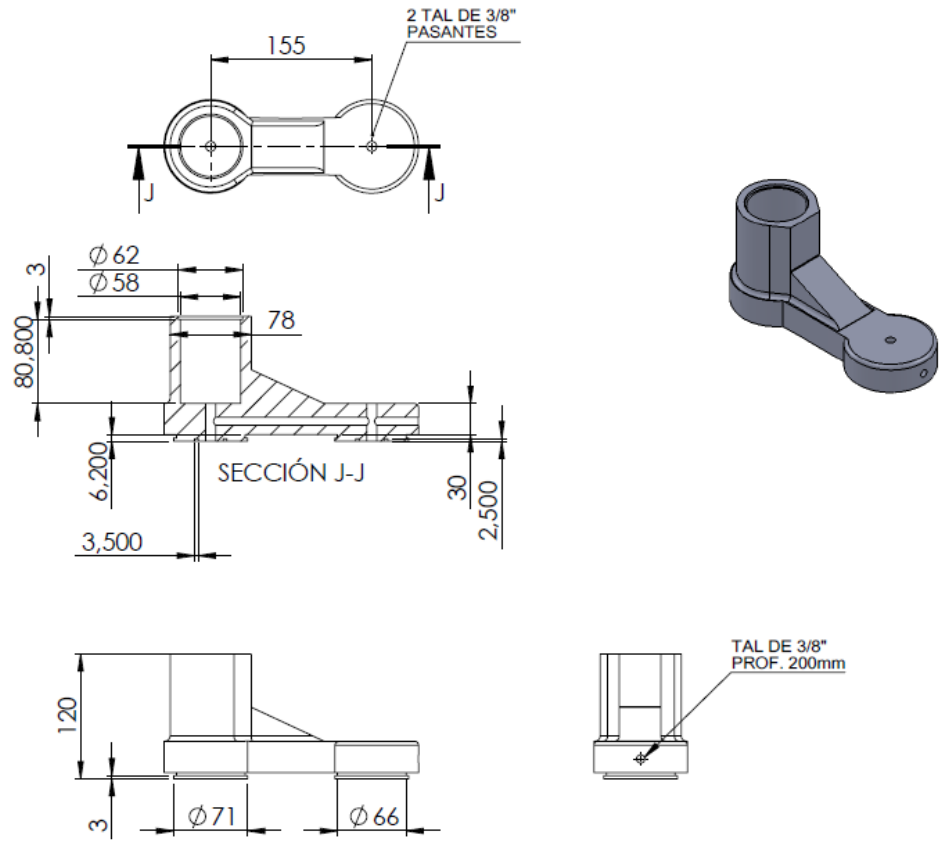
LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA INTRODUCCION DEL AL O FINAL O DEBE ESTAR PREVIAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	FUNDICION GRIS	<div style="text-align: right;"> UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER </div>					
ESCALA	1:5	NOMBRE	MESA						
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 05 - 05	CANTIDAD PIEZAS	1	Nº PLANO	050
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS								

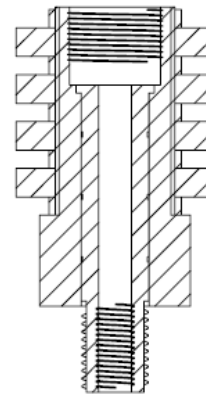
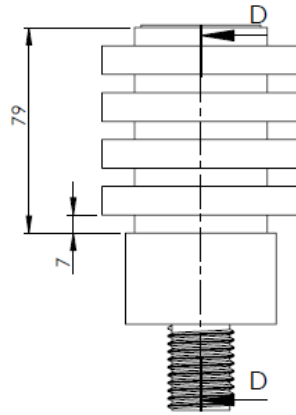
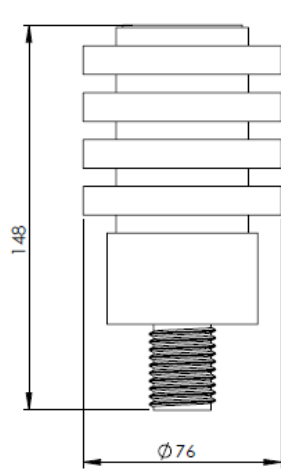


LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DESEMPEÑADA AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

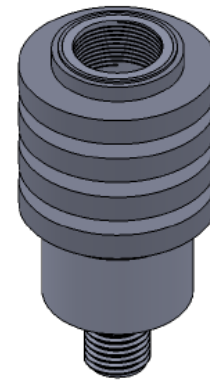


FECHA	20/10/2012	MATERIAL	ALUMINIO	UIS UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:5	NOMBRE	ZAPATO	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 05 - 07
				CANTIDAD PIEZAS 1
				Nº PLANO 052

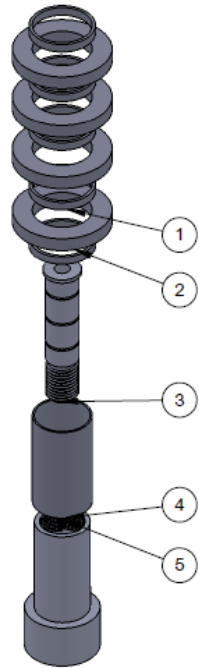
LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE SER EXPRESAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.




SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 2



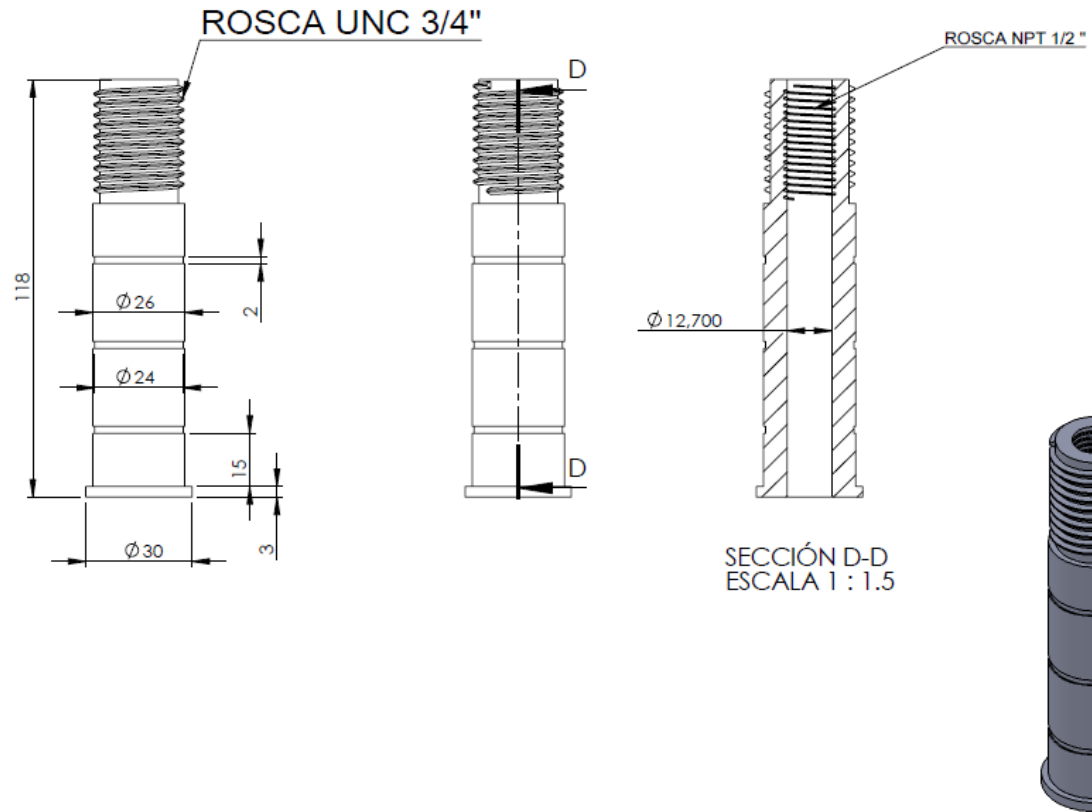
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS				
ESCALA	1:2	NOMBRE	ENSAMBLE ROTOR ELECTRICO				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALES	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER					
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS						
PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 06	CANTIDAD PIEZAS 1	Nº PLANO 053		



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	ANILLO PVC	5
2	ANILLO BRONCE	4
3	TUBO BRONCE	1
4	TUBO PVC	1
5	BASE ROTOR	1

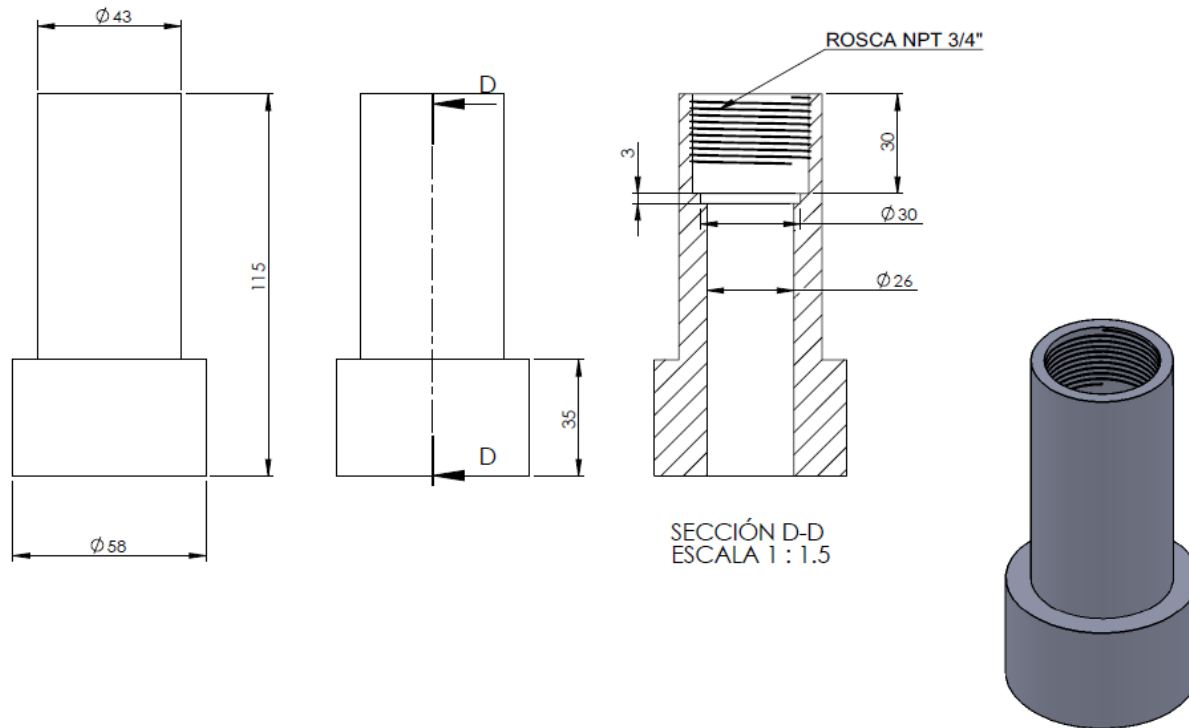
FECHA	20/10/2012	MATERIAL	VARIOS		 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:2	NOMBRE	EXPLOSIVO ROTOR ELECTRICO		
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALES	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 06	CANTIDAD PIEZAS 5
					N.º PLANO 054

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DEBIDAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	BRONCE	UIS UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA	1:2	NOMBRE	TUBO ROTOR ELECTRICO	
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALES	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS			MBV- 06
				CANTIDAD PIEZAS 1
				N.º PLANO 055

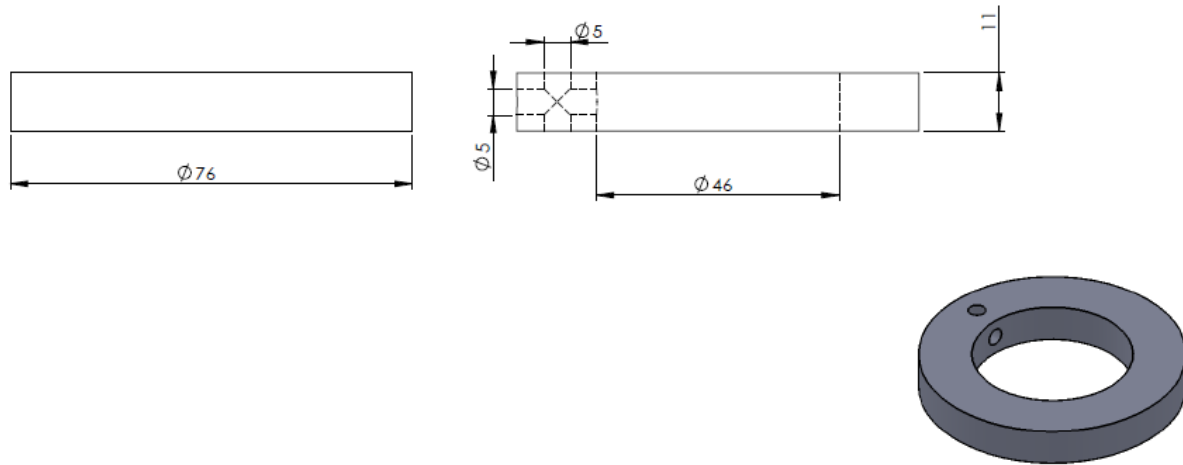
LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN EL CONSENTIMIENTO DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESTA PROHIBIDA.




FECHA	20/10/2012	MATERIAL	AISI 1045			
ESCALA	1:2	NOMBRE	BASE ROTOR			
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALES	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO		MEDIDAS EN mm	MBV- 06
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS				CANTIDAD PRELIM	056
					1	

UIS
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

LA INFORMACION EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. LA REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL DEBE ESTAR DEBIDAMENTE AUTORIZADA POR LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



FECHA	20/10/2012	MATERIAL	BRONCE	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCALA	1:2	NOMBRE	ANILLO BRONCE				
APROBÓ	ING ISNARDO GONZALES	PROYECTO	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA BISELADORA DE VIDRIO	MEDIDAS EN mm	MBV- 06	CANTIDAD PIEZAS	1
DIBUJÓ	FEIRY RODRIGUEZ LUIS CARLOS MATEUS					TPL PLANTO	057