

**DISEÑO DE DETALLE Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO EN ACRÍLICO
A ESCALA 1/4 DE UNA MAQUINA REFRENTADORA DE CARAS PLANAS
PARA ACCESORIOS DE GAS**

**DIEGO FERNANDO RINCÓN ÁLVAREZ
HERNÁN ALONSO CALDERÓN CALDERÓN**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

**DISEÑO DE DETALLE Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO EN ACRÍLICO
A ESCALA 1/4 DE UNA MAQUINA REFRENTADORA DE CARAS PLANAS
PARA ACCESORIOS DE GAS**

**DIEGO FERNANDO RINCÓN ÁLVAREZ
HERNÁN ALONSO CALDERÓN CALDERÓN**

Trabajo de grado para optar el título de Ingenieros Mecánicos

Director

**RICARDO ALFONSO JAIMES ROLÓN
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

DEDICATORIA

Este proyecto de grado, se los dedico principalmente a mi Dios, por permitirme
atravesar todas las adversidades que se presentaron en el camino, sin nunca
desfallecer.

A mis padres Reinaldo Rincón y Cecilia Álvarez, porque ellos siempre estuvieron
ahí, tanto en los momentos de angustia, como de grata alegría brindándome su
apoyo y sus consejos para hacer de mí una mejor persona.

A mis hermanas, por sus palabras y compañía, concediéndome ese apoyo moral
que las caracteriza diariamente.

Diego Fernando Rincón Álvarez

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a Dios por brindarme la oportunidad de llevarlo a cabo y culminarlo satisfactoriamente, y por guiarme siempre hacia el camino correcto superando siempre las adversidades por más duras que parecieran.

A mis padres Blanca Cecilia Calderón y Miguel Calderón por enseñarme a ser una persona honesta, responsable y humilde, por confiar en mí y brindarme siempre su apoyo incondicional.

A mis hermanos Alba Roció, Gloria Estela Y Miguel Ángel por motivarme siempre a seguir adelante y por su cariño, en especial a mi hermana Gloria Estela, por su compromiso y ayuda incondicional cuando lo necesite además de ser mi punto de referencia a seguir por todos sus grandes logros conseguidos.

Y a todas las diferentes personas que estuvieron a mi lado a lo largo de este proceso.

Hernán Alonso Calderón Calderón

AGRADECIMIENTOS

Les agradecemos a todas aquellas personas que estuvieron a nuestro lado, brindándonos apoyo moral, contribuyendo para la realización de este proyecto.

Al Ing. Ricardo Alfonso Jaimes Rolon. Director, el cual nos brindó su grata ayuda, guiándonos y fortaleciendo nuestros conocimientos para la solución de los problemas que se presentaron.

A nuestras familias en general por creer en nosotros.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	26
1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	27
1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	29
1.2 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	31
1.2.1 Objetivo general	31
1.2.2 Objetivos específicos	31
2. FUNDAMENTOS DE LAS MAQUINAS TRANSFER	33
2.1 MÁQUINA HERRAMIENTA	33
2.1.1 Tipos de máquina herramienta	34
2.2 MAQUINA TRANSFER	35
2.2.1 Maquinas transfer circulares:	35
2.2.2 Características generales:	35
2.2.3 Maquinas transfer lineales	37
3. PROCESO DE DISEÑO CONCEPTUAL	42
3.1 NECESIDADES DE LA INDUSTRIA.....	42
3.2 PARÁMETROS DE DISEÑO.	43
3.3 MATRIZ CALIDAD	44
3.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS CONCEPTUALES.....	46
3.4.1 Alternativa 1: Maquina refrentadora de caras planas. Transporte por cadenas.	46
3.4.2 Alternativa 2: Maquina refrentadora vaivén con transporte automático.	48
3.4.3 Alternativa 3: Maquina refrentadora de caras planas. Sujeción por resorte.	50
3.5 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	53
3.6 ESPECIFICACIÓN DE LA ALTERNATIVA GANADORA.....	54

3.6.1 Descripción del principio del funcionamiento de la maquina.....	54
4. DISEÑO DE DETALLE	61
4.1 TOMA DE DATOS	61
4.1.1 Modelamiento de montaje para pruebas en software de diseño CAD	64
4.1.2 Comparador de caratula	65
4.1.3 Pieza de trabajo (material AISY 12I14).	66
4.1.4 Proceso realizado para la caracterización del resorte.	67
4.1.5 Resultados	71
4.2 SELECCIÓN DE FUENTE MOTRIZ	75
4.2.1 Selección del motor	76
4.2.2 Selección del reductor.....	79
4.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	85
4.3.1 Calculo de potencia en todo el sistema	85
4.3.2 Diseño de engranajes	88
4.3.3 Diseño de ejes	99
4.3.4 Selección de rodamientos.....	117
4.3.5 Diseño de elementos mecánicos de sujeción	124
4.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE PRENSADO.....	130
4.4.1 Subsistema de prensado superior	131
4.4.2 Subsistema de prensado inferior	139
4.5 DISEÑO DE SISTEMA DE FRESADO	141
4.5.1 Herramienta de corte	141
4.6 SELECCIÓN DE LOS MOTORES.....	146
4.7 SELECCIÓN DE FRESAS	148
4.8 ANÁLISIS CAE DE LA ESTRUCTURA.....	151
5. DISEÑO DE ESTRUCTURA, ELEMENTOS DE SUJECIÓN Y OTROS ELEMENTOS.....	155
5.1 RESTRICCIONES DE ESPACIO.....	155
5.2 CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN DE PROTOTIPO FUNCIONAL A ESCALA 1/4.....	155

5.2.1 Modelamiento del modelo funcional a escala 1/4 en software de diseño CAD	156
5.2.2 Construcción del prototipo	157
5.3 RESULTADO DEL PROTOTIPO	177
6. ANÁLISIS DE COSTOS.....	182
6.1 ANÁLISIS DE COSTOS PARA LA MAQUINA DISEÑADA.....	182
7. CONCLUSIONES	186
8. RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES.....	188
BIBLIOGRAFÍA.....	189
ANEXOS.....	190

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Medidor de gas.	28
Figura 2. Uniones universales para medidores de gas	28
Figura 3. Conector para medidor	29
Figura 4. Maquina transfer. Movimiento circular	37
Figura 5. Maquina transfer. Movimiento lineal	39
Figura 6. Ejemplo de Maquina transfer Rotativa	40
Figura 7. Ejemplo de Maquina transfer lineal.....	41
Figura 8. Requerimientos a nivel industrial	43
Figura 9. Maquina refrentadora de caras planas. Transporte por cadenas.	46
Figura 10. Maquina refrentadora vaivén con transporte automático.	48
Figura 11. Maquina refrentadora de caras planas. Sujeción por resorte.	50
Figura 12. Maquina refrentadora de caras planas, leva guía para el accionamiento de los resortes.	50
Figura 13. Maquina refrentadora de caras planas, vista superior.	51
Figura 14. Configuración motores de refrentado acomodados externamente.	55
Figura 15. Configuración motores de refrentado acomodados internamente.	56
Figura 16. Sistema de prensado	57
Figura 17. Transmisión mecánica	58
Figura 18. Sistema de refrentado.....	59
Figura 19. Análisis de curvatura.....	60
Figura 20. a) Banco de pruebas para la toma de datos (fuerza de corte).....	61
Figura 21. b) Banco de pruebas para la toma de datos en marcha (fuerza de corte).....	62

Figura 22. Banco de prueba para la toma de datos. Fuerza de compresión en el resorte (longitud libre).	63
Figura 23. Banco de prueba para la toma de datos. Fuerza de compresión en el resorte (longitud solida).	63
Figura 24. Estructura para el montaje. Fuerza de corte del material.	64
Figura 25. Estructura para el montaje. Fuerza de compresión del resorte.	65
Figura 26. Comparador de carátula	66
Figura 27. Caracterización del resorte a utilizar para la prueba experimental.	68
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del pistón.	68
Figura 29. Ventaja mecánica.	69
Figura 30. Fuente Motriz.	75
Figura 31. Motor trifásico WEG W21.	76
Figura 32. Carcaza estándar.....	79
Figura 33. Carcaza estándar del reductor.....	84
Figura 34. Sistema moto reductor. Maquina refrentadora de caras planas.	85
Figura 35. Sistema de trasmisión de potencia.	87
Figura 36. Selección engranaje recto.	94
Figura 37. Selección de engranajes cónicos.	98
Figura 38. Esquema eje 1.....	101
Figura 39. Mallas y ubicación de fuerzas en el eje 1.	104
Figura 40. a) tensiones. b) desplazamiento. c) Deformación unitaria.	105
Figura 41. Esquema eje 2.....	107
Figura 42 . Malla y ubicación de las cargas del eje 2.....	110
Figura 43. (a) Tensiones, (b) desplazamiento, (c) deformación unitaria.	111
Figura 44. Esquema eje 3.....	113
Figura 45. Malla y ubicación de cargas en el eje 3.	116
Figura 46. a) tensiones del eje. (b). desplazamiento. (c) Deformación unitaria. ..	116
Figura 47. Análisis de rodamientos.....	117
Figura 48. Cuña y cuñero aplicado a un eje.	125
Figura 49. Especificación dimensional de cuña.	126

Figura 50. Sistema de prensado general.	131
Figura 51. Subsistema de prensado superior.	132
Figura 52. Tipos y configuraciones de resortes helicoidales de compresión.	134
Figura 53. Geometría de un resorte a compresión.	135
Figura 54. Esfuerzos incluidos en el resorte de compresión.....	136
Figura 55. Subsistema de prensado inferior.	139
Figura 56. Validación de resultado.....	140
Figura 57. a. sección transversal del proceso de maquinado, b. Herramienta con Angulo de inclinación negativo.....	142
Figura 58. Motores de refrentado.....	146
Figura 59. Dimensiones del motor.	147
Figura 60. Modelamiento CAD del motor seleccionado.	148
Figura 61. Dimensiones de la fresa seleccionada.....	150
Figura 62. Diagrama de mallas para 17377 nodos.	152
Figura 63. Estructura sometida a cargas de pistón,.....	152
Figura 64. Desplazamiento generado por la carga.	153
Figura 65. Deformación unitaria.....	153
Figura 66. Factor de servicio.....	154
Figura 67. Elementos del prototipo.	157
Figura 68. Engranajes rectos del prototipo.	158
Figura 69. Engranajes cónicos del prototipo.	159
Figura 70. Ejes del prototipo	160
Figura 71. Mecanizado de ejes en un torno.	161
Figura 72. Rodamientos del prototipo.	162
Figura 73. Medidor de revoluciones.....	164
Figura 74. Motores utilizados como fuente motriz de la máquina, del lado derecho podemos ver el motor seleccionado finalmente.	164
Figura 75. Moto reductor.....	165
Figura 76. Motor reductor completamente finalizado el cual baja la velocidad de 3680 rpm a tan solo 0,36 rpm.	166

Figura 77. En la parte inferior derecha se observan el resorte junto con los tornillos utilizados y en la parte superior vemos el sistema completo con los resortes y tornillos ya ensamblado.	167
Figura 78. Ruedas guías.....	168
Figura 79. Componentes adicionales del sistema de prensado superior.....	169
Figura 80. Superficie deslizante (leva).....	171
Figura 81. Pistones deslizantes en teflón recubiertos de cobre.....	172
Figura 82. Componentes sistema de prensado inferior.	173
Figura 83. Motores y fresas con sus respectivos acoples.....	174
Figura 84. Piezas en acrílico.....	175
Figura 85. Corte de acrílico en una cortadora laser.	176
Figura 86. Materiales estructurales en acero inoxidable.....	177
Figura 87. Ensamble general de la máquina.	178
Figura 88. Referencias visuales del acabado del prototipo.....	179
Figura 89. Corte de la pieza de trabajo, corrimiento esperado.	180
Figura 90. Ensamble, lateral derecho.	181

LISTA DE GRÁFICAS

	Pág.
Grafica 1. Curva característica del resorte.....	71

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Matriz calidad.....	45
Tabla 2. Especificaciones técnicas maquina refrentadora caras planas, transporte por cadenas.	47
Tabla 3. Maquina refrentadora vaivén con transporte automático.	49
Tabla 4. Maquina refrentadora de caras planas. Sujeción por resorte.....	52
Tabla 5. Evaluación de alternativas	53
Tabla 6. Propiedades del material.	67
Tabla 7. Ponderación. Fuerza de compresión efectuada por la máquina.	69
Tabla 8. Fuerza de compresión efectuada por el resorte.....	70
Tabla 9. Calculo promedio de la constante del resorte.	70
Tabla 10. Prueba número 1	72
Tabla 11. Prueba numero 2.	72
Tabla 12. Prueba número 3.	73
Tabla 13. Prueba. Fuerza de compresión del resorte.	74
Tabla 14. Especificaciones técnicas del motor.	77
Tabla 15. Dimensiones del motor.	78
Tabla 16. Número de paradas y arrancadas menor a 10.....	80
Tabla 17. Características técnicas del reductor.	82
Tabla 18. Dimisiones del reductor.....	83
Tabla 19. Potencia general del sistema(a).....	86
Tabla 20. Potencia general del sistema (b).....	87
Tabla 21. Diseño de engranajes rectos.	88
Tabla 22. Dimensiones del engranaje recto.....	95
Tabla 23. Diseño de los engranajes cónicos.	95

Tabla 24. Dimensiones del engranajes cónicos.....	98
Tabla 25. Fuerzas conocidas aplicadas al eje 1.	99
Tabla 26. Reacciones en rodamientos y diagramas del eje 1.....	101
Tabla 27. Calculo del diámetro del eje 1.....	103
Tabla 28. Condiciones del estudio del eje 1.	104
Tabla 29. Fuerzas conocidas aplicadas a la eje 2	106
Tabla 30. Diagramas y reacciones del eje 2.	107
Tabla 31. Calculo del diámetro eje 2.....	109
Tabla 32. Condiciones del estudio del eje 2.	110
Tabla 33. Fuerzas conocidas aplicadas al eje 3.	112
Tabla 34. Diagramas y reacciones del eje 3.	113
Tabla 35. Calculo del diámetro del eje 3.....	115
Tabla 36. Selección rodamientos eje 1.	118
Tabla 37. Selección del rodamiento 2.....	120
Tabla 38. Selección de rodamientos eje 3.	122
Tabla 39. Tamaño de cuña en función del diámetro del eje.	126
Tabla 40. Diseño de cuñas.	127
Tabla 41. Selección del resorte.....	136
Tabla 42. Esfuerzos incluidos en el resorte.	137
Tabla 43. Deflexión con la fuerza de operación y pandeo.	138
Tabla 44. Material de la herramienta de corte vs velocidad de avance.	143
Tabla 45. Diseño de la herramienta de corte, para el cálculo del motor.	145
Tabla 46. Selección del motor para el refrentado de la pieza.	147
Tabla 47. Código de fresa.....	149
Tabla 48. Fresa seleccionada.....	150
Tabla 49. Rodamientos del prototipo.	163
Tabla 50. Componentes de la máquina.	182
Tabla 51. Componentes del sistema de prensado.....	183
Tabla 52. Componentes del sistema de fresado.....	184
Tabla 53. Sistema de transmisión de potencia.	184

Tabla 54. Costo total de la máquina.184

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Referencias visuales de la caracterización del resorte.	190
ANEXO B. Lista de figuras, gráficas y tablas tomadas por el libro diseño de elementos de máquinas mott.	195
ANEXO C. Relación de poisson ν	200
ANEXO D. Calculo de los factores correspondientes para la obtención del diámetro de los ejes.	201
ANEXO E. Pieza de trabajo.	206
ANEXO F. Valores orientativos de vida nominal requeridos para diversos tipos de máquinas.	207
ANEXO G. Factores de cálculo para los rodamientos rígidos de una hilera de bolas.	208
ANEXO H. Factores capacidad de carga para los rodamientos	209
ANEXO I. Factores de cálculo para los rodamientos.	210
ANEXO J. Sistema de refrigeración en maquina herramientas	211
ANEXO K. Ajustes y tolerancias en la máquina.	220
ANEXO L. Cálculos del resorte.	228
ANEXO M. Selección fresa COROMILL	235
ANEXO N. Clave de códigos general para porta herramienta COROMILL.	236
ANEXO O. Recomendaciones de calidad GC1640.	237
ANEXO P. Planos del prototipo.	238
ANEXO Q. PLANOS.	240

RESUMEN

TITULO: DISEÑO DE DETALLE Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO EN ACRÍLICO A ESCALA 1/4 DE UNA MAQUINA REFRENTADORA DE CARAS PLANAS PARA ACCESORIOS DE GAS.

AUTORES: HERNÁN ALONSO CALDERÓN CALDERÓN**
DIEGO FERNANDO RINCÓN ÁLVAREZ

PALABRAS CLAVES: Accesorios De Gas, Refrentado De Caras Planas, Maquinas Transfer, Modelamiento Cad, Diseño, Construcción.

DESCRIPCIÓN:

El proyecto surge como consecuencia de la alta demanda de accesorios para gas domiciliario que se genera, tanto en el departamento, como a nivel nacional. Las diversas compañías que están vinculadas en este sector, poseen maquinaria con alto grado de inseguridad para los operarios, baja eficiencia, tiempos muertos elevados, aumentando así los costos generados por cualquier irrelevancia que se presente con dicha maquinaria.

El presente trabajo de grado, tuvo como propósito diseñar un prototipo a escala de 1/4, completamente funcional de una maquina refrentadora de caras planas (inicialmente para la industria del gas), haciendo énfasis en la aplicación de diferentes conocimientos adquiridos, en el transcurso de la formación como ingenieros mecánicos. Se enfoca principalmente a partir de una máquina que funciona bajo principios de precisión, alto grado de alineación entre componentes. Utilizando conceptos de diseño de máquinas.

El sistema es sólido e innovador, tomando como partida el concepto de máquina transfer. El cual busca solucionar pausas inactivas en una línea de producción medianamente continua, mediante procesos sin interferencia alguna, ya sea circular o lineal. La máquina refrentadora de caras planas es una herramienta útil para el mecanizado de piezas de bajas dimensiones, con la necesidad de realizar un corte Frontal y poco profundo en altas cantidades. Con un bajo costo y un alto grado de efectividad.

El cuerpo del proyecto se crea de forma progresiva, planteando diversas alternativas al problema, escogiendo la más óptima que se adecue a las especificaciones de diseño que se generan en la industria, como dimensiones, capacidad de producción y rentabilidad.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director Ing. Ricardo Alfonso Jaimes Rolon

ABSTRACT

TITLE: CONSTRUCTION OF A PROTOTYPE IN ACRYLIC TO SCALE 1/4 OF A MACHINE REFRENTADORA OF FLAT SIDES TO ACCESSORIES OF GAS.

AUTHORS: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON**
DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ

KEYWORDS: ACCESSORIES GAS, MACHINED FLAT FACE, TRANSFER MACHINES, CAD MODELING, DESIGN, CONSTRUCTION.

DESCRIPTION:

This project comes up as a result of the high request for accessories for household gas which is generated both in the department and the country. The different companies linked to this sector have machinery with a high degree of insecurity for operator, low efficiency, high downtime, thus increasing the costs generated by any irrelevance that appears.

This thesis was aimed to design a 1/4 scale prototype fully functional of an authenticating machine with flat faces (originally for the gas industry) emphasizing on the application of different knowledge acquired through the training process as mechanic engineers. It mainly focuses from a machine that operates under accuracy principles, high degree of alignment between components. Using machine design concepts.

The system is solid and innovative, taking as a starting point the transfer machine concept which aims to solve inactive breaks in a moderately continuous production line through processes without any interference, either circular or linear. The authenticating machine (machining machine) of flat faces is a useful tool for machining low dimensions parts, with the need for a shallow front cut in high amounts with a low cost and a high degree of effectiveness.

The body of this project is shaped gradually, considering several alternatives to the problem, choosing the best option which fit the design specifications generated in the industry as dimensions, production capacity and profitability.

* Bachelor Thesis

** Faculty of physical and mechanical engineering. School of Mechanical Engineering. Director Ricardo Alfonso Jaimes Rolon, Mechanical Engineer

NOMENCLATURA

- b_w – Ancho del engrane.
- C_{mc} – Factor de corrección dirigido
- C_{pf} – Factor de proporción de piñón
- C_{pm} –Factor de proporción modificado
- C_{ma} –Factor de alineación de malla
- C_e –Correccion del factor de alineación de malla
- D_{Piston} –Diámetro del pistón
- D_{Tambor} –Diametro del tambor
- D_{e1} –Diametro exterior del eje 1
- D_{e2} –Diametro exterior del eje 1
- D_{e3} –Diametro exterior del eje 1
- F_C –Fuerza de compresión
- F_R –Fuerza del resorte
- f_0 –Deflexion operativa.
- k –Constante del resorte
- k_m –Constante del resorte promedio
- N_1 –Numero de revoluciones, entrada del motor.
- N_2 –Numero de revoluciones, salida del motor.
- R_p –Radio del piñón
- R_g –Radio del engranaje
- l_p –Longitud del pistón
- l_{Brazo} –Longitud del brazo
- V_m –Ventaja mecánica
- V_C –Velocidad de corte
- $w_{husillo}$ –Peso del husillo
- δ –Deformacion del resorte

τ – Torque en el engranaje cónico

u – Relación de velocidades

INTRODUCCIÓN

Nuestro entorno industrial cambia constantemente debido a la ardua competencia que se referencia día a día, tanto nacional como internacionalmente, presentando estrategias que permitan una mejora constante en el sistema, siendo más competitivos y productivos en el sector al cual pertenecen. Para lograr esta mejora, las compañías deben obtener mecanismos de innovación, contando con la iniciativa de mejorar continuamente los procesos, los planes de mejoramiento se deben enfocar a brindar una mayor producción, haciendo la relación inversión vs activos a favor, ya sea dentro de un largo o corto plazo sin dejar atrás la calidad de los productos.

A nivel nacional la industria del gas está creciendo asiduamente contando con su fortalecimiento de producción, buen volumen de reservas colmadas, importantes proyectos de infraestructura pese a la crisis global en hidrocarburos, Colombia percibe un mercado dinámico y favorable. Los horizontes de la industria gasífera en el país expanden se cada día más, así como su oferta y demanda, en la medida que el sector termoeléctrico, los usos residenciales y comerciales, las fábricas, el transporte vehicular, entre otros, ven los diversos beneficios y viabilidades que se pueden obtener con esta energía fósil liberada por combustión.

El propósito general de este proyecto consiste en diseñar y construir un sistema funcional en acrílico a escala de una máquina refrendadora de caras planas para accesorios de gas y así contribuir con cualquier compañía a nivel industrial que se enfoque en la distribución gasífera para optimizar el proceso de fabricación y reducción de costos operativos.

1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Como se ha comprobado a través del tiempo, el departamento de Santander y especialmente su capital Bucaramanga se ha singularizado por ser una de las ciudades con mayor aplicabilidad en sistemas de gas, aportando gracias a su desarrollo un avance significativo en esta industria, generando necesidades en cuanto a maquinaria para su puesta en marcha en diversos objetivos como en vivienda y fábricas. Buscando reducir la mano de obra al momento de la fabricación de dichos sistemas que permitan su buen uso.

Gracias al desarrollo tecnológico que afronta la época, se puede apreciar como el entorno sufre una constante variación, para ello es necesario que las compañías se adapten a estos cambios innovando, reestructurando, diversificando los métodos de desarrollo y crecimiento para así poder afianzar y consolidar los sistemas de producción que se estén implementando en cualquier entidad que maneje dicho campo.

Año tras año se generan exigencias para mejorar los procesos de acoplamiento en los medidores de gas (ver figura 1), tomando en cuenta seguridad, estética y sobre todo un buen funcionamiento, la producción de los accesorios que estos contienen: uniones universales (ver figura 2) y conectores para medidor (ver figura 3), son de vital importancia para dicho objetivo, y ya que la demanda ha venido aumentando de manera frenética en la última década, las compañías dedicadas a la industrialización de dichos accesorios requieren un sistema que permitiera realizar con mayor facilidad los cortes de caras planas en dichos elementos para su óptimo montaje y desmontaje.

Figura 1. Medidor de gas.



Fuente. Domestic mechanical diaphragm gas meter (G1.6/2.5/4). Disponible en: <https://spanish.alibaba.com/p-detail/Domestic-mechanical-diaphragm-gas-meter-G1.6-2.5-4-300000189817.html>.

Figura 2. Uniones universales para medidores de gas



Figura 3. Conector para medidor



La constante demanda de este producto crea la necesidad de diseñar y construir un prototipo funcional que cumpla con especificaciones amplias de diseño y producción.

1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Se determinó que el procedimiento más efectivo para abarcar la totalidad en la producción de los accesorios en medidores de gas en las diversas compañías que se dediquen a ello es diseñando o planteando nuevas alternativas que cumplan con especificaciones amplias de producción.

Si se dejara pasar el tiempo y no se innovara con nuevas propuestas en productividad las compañías tendrían una reducción de ingresos considerables al no aplicarlas el cual perjudicaría su estatus a nivel competitivo. En gran parte la industria que se decida a implementar el diseño tomaría ventaja en como lo es llamado estrategia tecnológica el cual les permitiría elevar su producción abarcando así un mayor número de clientes con un precio bajo en el mercado.

El tiempo que invierte la maquinaria puesta en el mercado actualmente en el corte de las caras planas en los accesorios es un elemento fundamental al momento de medir el rendimiento de todo el proceso, los factores principales que contribuyen a reducir esta variable son: facilidad de operación de la máquina de corte, rapidez con la que se realiza el refrentado, velocidad o movimiento de desplazamiento en el eje conductor.

En Colombia no se cuenta con fabricantes de máquinas para el refrentado de este tipo de accesorios, y las compañías que tienen esta necesidad fabrican prototipos no sujetos a diseño los cuales presentan las siguientes desventajas: poca facilidad y rapidez para su operación, dificultad en el manejo de materia prima durante el proceso, ocupan demasiado espacio, son robustas y pesadas, el costo de su fabricación suele ser muy elevado con respecto a la producción generada.

Por estas razones se observa la necesidad de desarrollar una máquina que implemente características y tecnologías innovadoras, que mejore el proceso de refrentado, disminuyendo tiempo y espacio, con capacidades que estén más alineadas con los requerimientos del cliente disminuyendo costos de la máquina y pueda ser exequible con los pequeños empresarios.

1.2 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.2.1 Objetivo general. Contribuir con la misión de la universidad industrial de Santander, retribuyendo conocimientos y soluciones a las diferentes exigencias que rodean la industria y así suplir con las problemáticas que se presentan especialmente en los sectores del gas. Diseñando y construyendo un prototipo a escala $\frac{1}{4}$ de una maquina refrentadora de caras planas para accesorios de gas.

1.2.2 Objetivos específicos

- Diseño de detalle de una maquina refrentadora de caras planas aplicando los conceptos aprendidos sobre ingeniería mecánica y que cumpla con las siguientes condiciones: pieza de trabajo de dimensiones con 25.4 mm de diámetro por 45 mm de alto (ver Anexo D)
- Potencia del motor principal 1 hp
- Potencia de desbaste en los motores secundarios 2 hp
- Cantidad mínima de producción 125 piezas/hora
- Dimensiones de la maquina:
 - ✓ Largo 1.5 m
 - ✓ Ancho 1 m
 - ✓ Alto 1.2 m
- Realizar el respectivo análisis de costos planteando su pro y su contra al momento de su debida construcción, beneficiando a la compañía reduciendo su inversión.
- Realizar montaje de pruebas para:
 - ✓ Fuerzas de corte (acero AISY12L14)
 - ✓ Fuerza de compresión requerida en los resortes

- Construir un prototipo a escala $\frac{1}{4}$ de la maquina refrentadora de caras planas en acrílico que permita simular un corte de un husillo en un material suave como plástico o madera que cumpla con las siguientes condiciones:
 - ✓ Piezas de trabajo con dimensiones de 6.35 mm de diámetro por 11.24 mm de alto.
 - ✓ Cantidad mínima de producción 125 piezas/hora
 - ✓ Dimensiones del prototipo:
 - Largo=0.375 m
 - Ancho=0.25 m
 - Alto=0.3 m
 - ✓ Observar que se cumpla una línea continua de máxima producción
 - ✓ Observas el correcto funcionamiento de los mecanismos propuestos

2. FUNDAMENTOS DE LAS MAQUINAS TRANSFER

Para comprender el tipo de configuración en el cual está formada una maquina transfer, es necesario conocer cuál fue su proceso de formación. Para ello, es indispensable comprender conceptos como máquina herramienta y sus tipos los cuales se presentan a continuación.

2.1 MÁQUINA HERRAMIENTA

La máquina herramienta es un tipo de máquina que se utiliza para dar forma a materiales sólidos, principalmente metales. Su característica principal es su falta de movilidad, ya que suelen ser máquinas estacionarias. El modelado de la pieza se realiza por la eliminación de una parte del material, que se puede realizar por arranque de viruta, estampado, corte o electroerosión.

El término máquina herramienta se suele reservar para herramientas que utilizan una fuente de energía distinta del esfuerzo humano, aunque también pueden ser impulsadas por personas si se instalan adecuadamente o cuando no hay otra fuente de energía. Muchos historiadores de la tecnología, consideran que las auténticas máquinas herramienta nacieron cuando se eliminó la actuación directa del hombre en el proceso de dar forma o troquelar los distintos tipos de herramientas. Por ejemplo, se considera que el primer torno que se puede considerar máquina herramienta fue el inventado alrededor de 1751 por Jacques de Vaucanson, puesto que fue el primero que incorporó el instrumento de corte en una cabeza ajustable mecánicamente, quitándolo de las manos del operario. Las máquinas herramienta pueden utilizar una gran variedad de fuentes de energía.

La energía humana y la animal son opciones posibles, como lo es la energía obtenida a través del uso de ruedas hidráulicas. Sin embargo, el desarrollo real de las máquinas herramienta comenzó tras la invención de la máquina de vapor, la cual llevó a la Revolución Industrial. Hoy en día, la mayor parte de ellas funcionan con energía eléctrica. Las máquinas herramienta pueden operarse manualmente o mediante control automático. Las primeras máquinas utilizaban volantes para estabilizar su movimiento y poseían sistemas complejos de engranajes y palancas para controlar la máquina y las piezas en que trabajaba. Poco después de la Segunda Guerra Mundial, se desarrollaron los sistemas de control numérico. Las máquinas de control numérico utilizaban una serie de números perforados en una cinta de papel o tarjetas perforadas para controlar su movimiento. En los años 60, se añadieron computadoras para aumentar la flexibilidad del proceso, tales máquinas se comenzaron a llamar máquinas CNC, o máquinas de Control Numérico por Computadora.

Las máquinas de control numérico y CNC pueden repetir secuencias una y otra vez con precisión, y pueden producir piezas mucho más complejas que las que pueda hacer el operario más experimentado.

2.1.1 Tipos de máquina herramienta. Por la forma de trabajar las máquinas herramientas se pueden clasificar en tres tipos:

- De desbaste o desbastadoras: que dan forma a la pieza por arranque de viruta.
- Prensas: que dan forma las piezas mediante el corte, el prensado o el estirado.
- Especiales: que dan forma a la pieza mediante técnicas diferentes, láser, electroerosión, ultrasonidos, plasma...

El estudio del proyecto cataloga como máquina herramienta a una maquina transfer ubicada en la primera clasificación (de desbaste o desbastadoras), pero realizando funciones específicamente planeadas para un determinado fin. En el

caso particular de la presente tesis se acoge con fines de refrentado para las piezas de trabajo.

2.2 MAQUINA TRANSFER

Una maquina transfer es una maquina construida básicamente para la fabricación de una determinada pieza, con una alta velocidad de producción en cuanto a capacidad de piezas producida por hora según su desempeño, consta de varias operaciones de mecanizado continuas, sucesivamente, se acoplan las operaciones de carga y descarga de las piezas, realizando todo aquello en el mismo transe de tiempo. Las maquinas transfer se pueden dividir en dos grupos, circulares y lineales.

2.2.1 Maquinas transfer circulares:

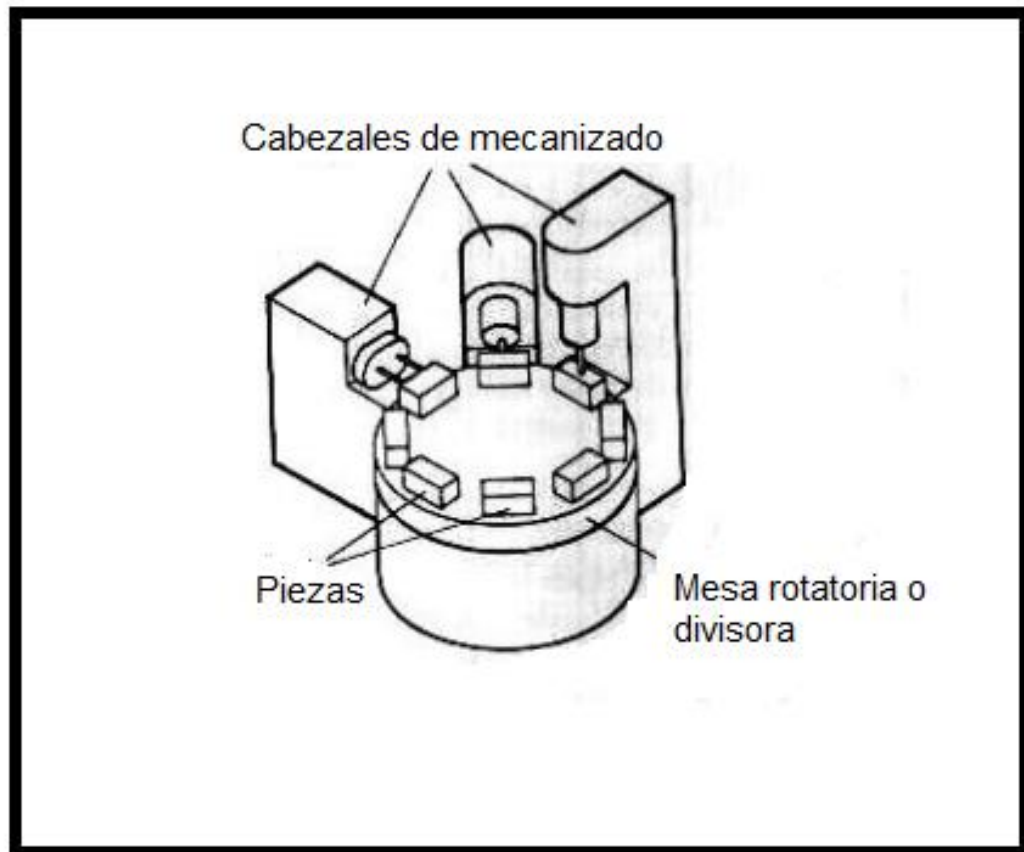
- a) Las piezas siguen un trayecto circular, transitando por un cierto número de estaciones.
- b) Las piezas son mecanizadas, regresando al punto de partida en donde se descargan.
- c) La cantidad de estaciones está limitada, dependiendo del espacio disponible en la mesa giratoria.

2.2.2 Características generales:

- Si la mesa giratoria contase con el espacio necesario para aglomerar un número mayor a uno de estaciones, estas se dividen angularmente (Ver Figura 4), en cada sector se ubica un dispositivo porta piezas, de tal manera que cada pieza se ubique alternativamente en cada estación de trabajo.

- La o las piezas están bloqueadas una vez se ingrese a la mesa giratoria para que su mecanizado se lleve a cabo de manera precisa.
- En cada estación, puede haber uno o más cabezales de mecanizado (taladrado simples o múltiples, de fresado, de roscado, de escariado etc...). Una vez la pieza de trabajo quede en una estación, hay un colapso de tiempo determinado en cual se lleva a cabo todas las operaciones, finalizado este proceso, la pieza sigue su recorrido entrando en la siguiente estación.
- Una vez la pieza entra en la fase de descarga el operario la retira, mientras otra pieza o piezas siguen su trayectoria en las estaciones. Al mismo tiempo el operario debe ingresar otra pieza a la línea de producción. El movimiento principal es el de giro de la o las herramienta/s y el secundario es el avance de la/s misma/s, según el mecanizado que se realice, el avance es neumático, hidráulico o mecánico (por medio de levas o tornillos).
- El movimiento auxiliar, es el de rotación del plato donde está sujeta la pieza de trabajo, este puede ser horizontal o vertical y se puede realizar por medio de un movimiento electromecánico, hidráulico o neumático. La precisión con que se realice el mecanizado, depende de la exacta división angular del plato giratorio.

Figura 4. Maquina transfer. Movimiento circular



Fuente. Máquinas Transfer. Disponible en:
<http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/28.pdf>

2.2.3 Maquinas transfer lineales

2.2.3.1 Características generales:

- La pieza sigue una trayectoria lineal, pasando por una cantidad de estaciones variable, en las cuales es mecanizada, por uno o más cabezales de mecanizado, cada pieza de trabajo se desplaza por un dispositivo, cuya función es posicionar, fijar la pieza y adicional a esto guiar las herramientas. Los dispositivos van sobre una cadena de transporte, el cual está animado en movimiento intermitente.

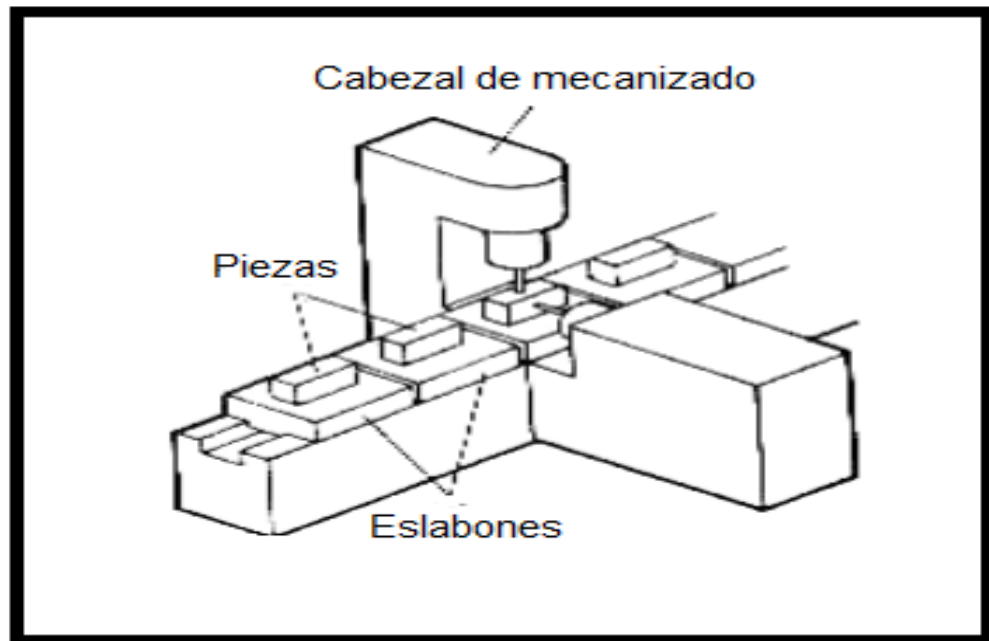
- El retorno de los eslabones, en donde van sujetas las piezas, es por una línea de retorno rápido paralela a la línea de transferencia.
- Esta postura no presenta limitaciones en la cantidad de estaciones sujetas al maquinado.
- Los cabezales de mecanizado en las estaciones pueden llegar a ser más de uno por operación, pudiendo además ser simples o múltiples.
- Presentan suficiente espacio para contener todas las unidades de mecanizado previstas para el ciclo., en la parte superior, están dispuestas las guías de deslizamiento de los eslabones que contienen los dispositivos porta pieza. Cada eslabón tiene un posicionador para fijarlo firmemente en cada estación.
- Las unidades de mecanizado, son similares a las de la configuración circular.
- Línea de transporte, formada por la guía a lo largo de la que deslizan las placas de transporte, que incorporan los accesorios de fijación (Ver Figura 5).
- Bloqueo en tiempo mínimo para realizar las respectivas pausas de finalización y comienzo del ciclo.
- Estación de carga y descarga de la pieza.

Proceso de enganche en el maquinado de la pieza.

- La pieza de trabajo a mecanizar se carga, se sujeta y es bloqueada sobre los cabezales deslizantes, estos están montados sobre las guías de bancada.
- Una vez sujeta la pieza a la máquina, esta avanza controladamente, sujeta a tiempos prolongados en cada una de las estaciones a las que esté sometida, controlados neumática o electrónicamente.
- Una vez mecanizada la pieza, y llegando al final de su trayecto, la pieza es descargada, y al mismo tiempo una nueva pieza ingresa en la línea, sin presentar ninguna interrupción en el proceso, ya que existen más piezas en ella que se deben estar mecanizando.
- El movimiento principal está dado por la rotación de la herramienta, y el secundario, está dado por el avance de la misma.

- Como movimientos auxiliares se pueden mencionar los de traslación de las piezas por las estaciones de mecanizado.

Figura 5. Maquina transfer. Movimiento lineal



Fuente. Máquinas Transfer. Disponible en:
<http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/28.pdf>

Para nuestro proyecto la opción escogida, según la teoría de las maquinas transfer es la de movimiento circular, ya que se acoge a nuestras especificaciones de diseño, tomando en cuenta que nuestro sistema solo consta dos estaciones de mecanizado completamente equivalentes y que en cada estación hay un cabezal de refrentado, el cual implica que el proceso es completamente continuo dentro del rango de trabajo. Los únicos tiempos muertos que se presentan es en la descarga y carga del accesorio. Uno de los inconvenientes de este tipo de configuración es el espacio en el cual están acoplados los cabezales, tomando

como solución el dimensionamiento de las piezas restantes acompañantes como el sistema de sujeción de cada accesorio.

Algunos ejemplos industriales de máquinas transfer.

Figura 6. Ejemplo de Máquina transfer Rotativa



Fuente. Máquinas transfer rotativa. Disponible en: <https://exportpages.es/es/fabricantes/maquinas-transfer-rotativa>.

Figura 7. Ejemplo de Maquina transfer lineal



Fuente. Transferencia y almacenamiento. Disponible en. <http://gaidzinski.com.br/es-es/transferencia-y-almacenamiento/transfer-lin>.

3. PROCESO DE DISEÑO CONCEPTUAL

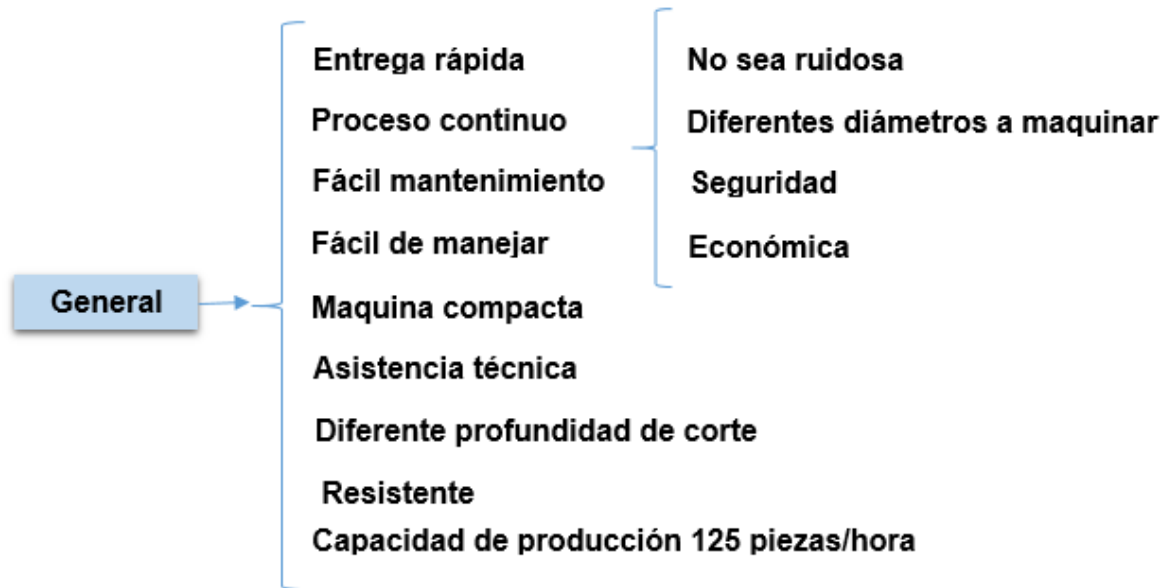
Con la realización de este proyecto de grado se desea mejorar o de lo contrario imponer un proceso efectivo para el refrentado de accesorios en la industria del gas mediante el servicio de nuevas tecnologías e innovaciones que permitan desarrollar una labor con mayor facilidad, practica y rapidez, mayor ergonomía y disminución de espacios requeridos por el mecanismo . Para ello hay que tener en cuenta la viabilidad del proyecto y que tanto los pequeños como grandes empresarios tengan la facilidad de hacerse a la maquina sin ningún tipo de inconformidad.

Buscando una solución para las necesidades anteriormente mencionadas, se realizó un estudio de las diferentes alternativas posibles por medio del despliegue de la función calidad (QFD) como un primer paso en la metodología del diseño.

3.1 NECESIDADES DE LA INDUSTRIA.

Se instauran las demandas básicas de la industria dedicada al corte de estos accesorios:

Figura 8. Requerimientos a nivel industrial



3.2 PARÁMETROS DE DISEÑO.

A continuación se instauran requerimientos generales de diseños para satisfacer exigencias del consumidor

- Variabilidad de accesorios a maquinar
- Peso de la maquina menor o igual a 2 toneladas
- Versatilidad en la profundidad de corte de cada accesorio
- Baja vibración en la maquina
- Retiro de pieza automática
- Sistema continuo
- Motores eléctricos
- Precio total de construcción menor a 14000000
- Ergonomía

- Segura
- Bajo costo de mantenimiento

3.3 MATRIZ CALIDAD

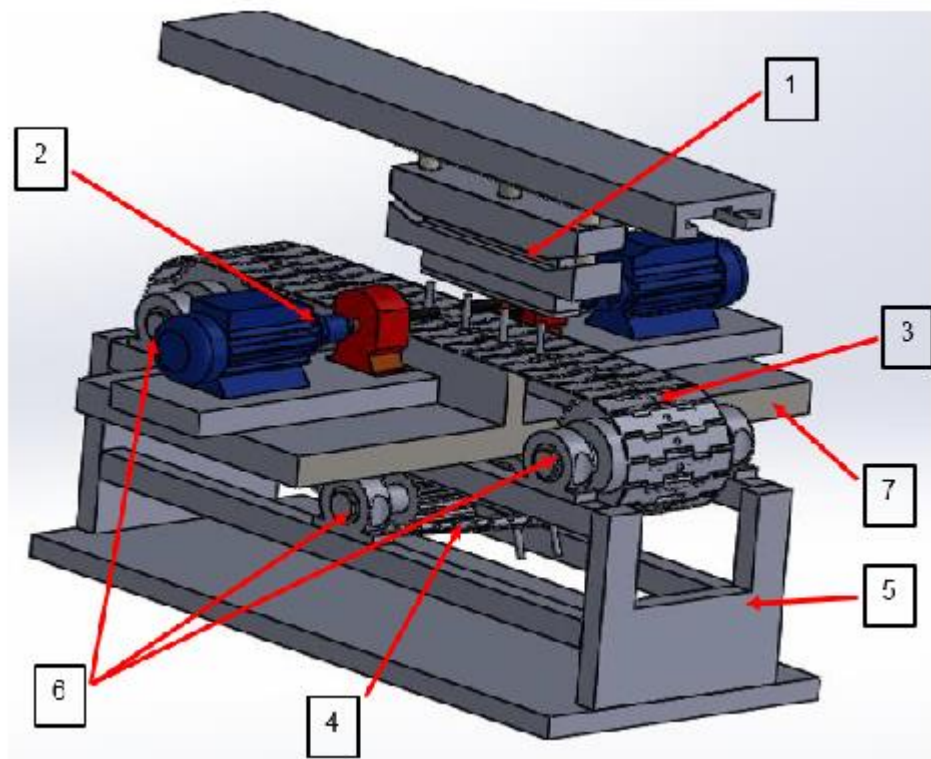
El resultado de esta organización constituye las necesidades o requerimientos del cliente y deben introducirse en la matriz de calidad en la celdas verticales, a estas necesidades se les han asignado un valor que estima la importancia para el consumidor, además se establecieron los requisitos previos del proyecto como características de ingeniería medibles, estos requisitos se introducen en la parte superior de la matriz calidad, es preciso establecer una relación entre las necesidades del consumidor y los requisitos del proyecto, para esto se introdujeron unos valores en las casillas de la matriz calidad.

3.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS CONCEPTUALES

Una vez obtenido los resultados de la ponderación que arrojo la matriz calidad y observando cuales son las prioridades de diseño y la que más se ajuste al perfil según los requerimientos del cliente, se plantean diversas alternativas que se acomoden a lo que se requiere.

3.4.1 Alternativa 1: Maquina refrentadora de caras planas. Transporte por cadenas.

Figura 9. Maquina refrentadora de caras planas. Transporte por cadenas.



Las partes fundamentales que conforman la maquina son las siguientes:

1. Sistema de prensado neumático
2. Motores de fresado
3. Sistema de transporte de la pieza por cadenas: longitud cadena 3 metros (subsistema tensor)
4. Motor motriz, subsistema moto reductor.
5. Estructura
6. Subsistema de engranajes guías para el transporte de los husillos.
7. Soporte motores de refrentado

En la tabla 2 se presentan algunas especificaciones técnicas generales aproximadas para este tipo de modelo.

Tabla 2. Especificaciones técnicas maquina refrentadora caras planas, transporte por cadenas.

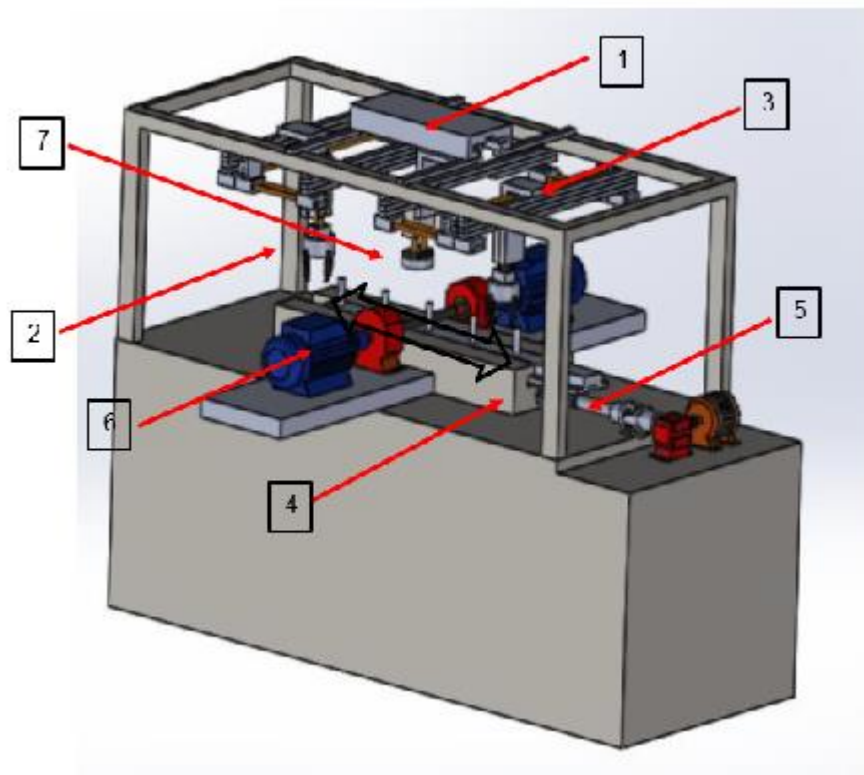
ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Capacidad del motor	2 hp
Dimisiones (alto, ancho, largo)	87 cm,102 cm,117 cm
Longitud de cadena	187 cm
Velocidad de avance en cadena	3 mm/ seg
Dimensiones del soporte de los motores de refrentado.	6 cm, 20 cm,44.4 cm
Peso	600 kg
Longitud de corte cada husillo	1 cm

Sistema de prensado neumático, a medida que la pieza avanza en su trayectoria, alcanza un punto en el cual están situados los dos motores de refrentado, una vez situado y con ayuda de un sensor el cilindro neumático es accionado bajando verticalmente y presionando la pieza para que se realice la operación. Tanto el

sistema de transporte como el de prensa deben estar concretamente sincronizados para que su velocidad sea la misma y no se presenten perturbaciones en la pieza de trabajo.

3.4.2 Alternativa 2: Máquina refrentadora vaivén con transporte automático.

Figura 10. Máquina refrentadora vaivén con transporte automático.



Las partes fundamentales que conforman la máquina son las siguientes:

1. Sistema de prensado hidráulico
2. Pinzas sujetadoras de los accesorios
3. Riel seguidor para las pinzas

4. Tornillo sin fin corona
5. Sistema motriz
6. Motores de fresado
7. Pistón prensador

En la tabla 3 se presentan algunas especificaciones técnicas generales aproximadas para este tipo de modelo.

Tabla 3. Máquina refrentadora vaivén con transporte automático.

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Capacidad del motor	1.5 hp
Dimisiones (alto, ancho, largo)	98.5 cm,105 cm,130 cm
Longitud tornillo	60 cm
Velocidad de avance tornillo	7 mm / seg
Dimisiones para el soporte de los motores de refrentado	4 cm,20 cm, 44.4 cm
Peso	750 kg
Longitud de corte para cada husillo	1 cm

Para este tipo de configuración se tiene un cilindro pistón que ajusta las piezas trabajando hidráulicamente y así proporcionar un alto grado de presión sobre esta. La máquina consta de dos brazos robóticos gemelos encargados de soportar y retirar la pieza de trabajo. Para el transporte de la pieza y según la situación de diseño (vaivén) consta de un tornillo sin fin que cumpla con este objetivo, cuando la pieza termina su recorrido una vez hecho el corte, el tornillo se inhabilita por 30 segundos, tiempo correspondiente para que el brazo robótico inferior actúe.

3.4.3 Alternativa 3: Máquina refrentadora de caras planas. Sujeción por resorte.

Figura 11. Máquina refrentadora de caras planas. Sujeción por resorte.

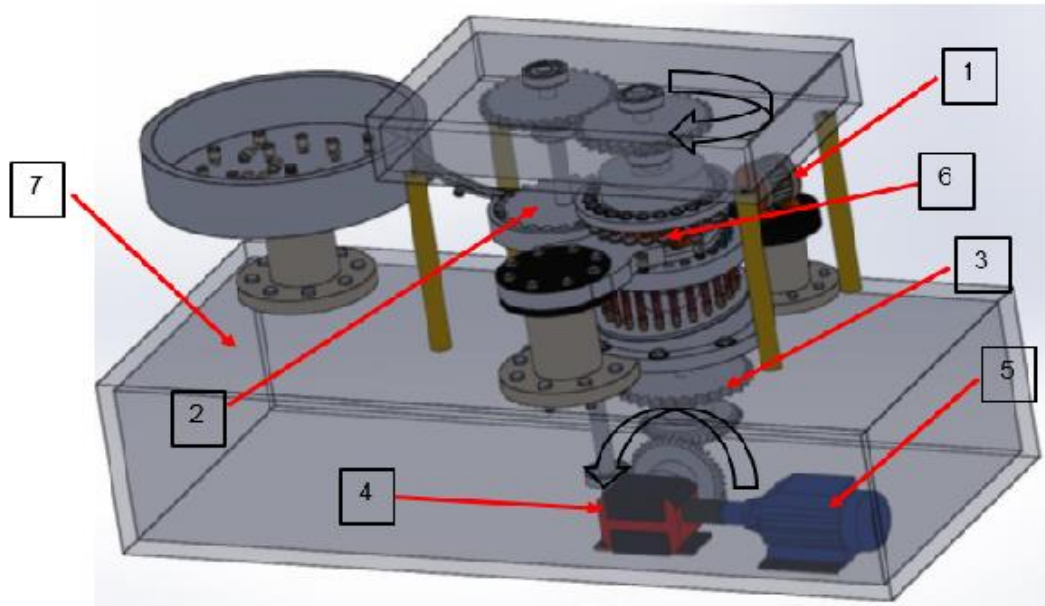


Figura 12. Máquina refrentadora de caras planas, leva guía para el accionamiento de los resortes.

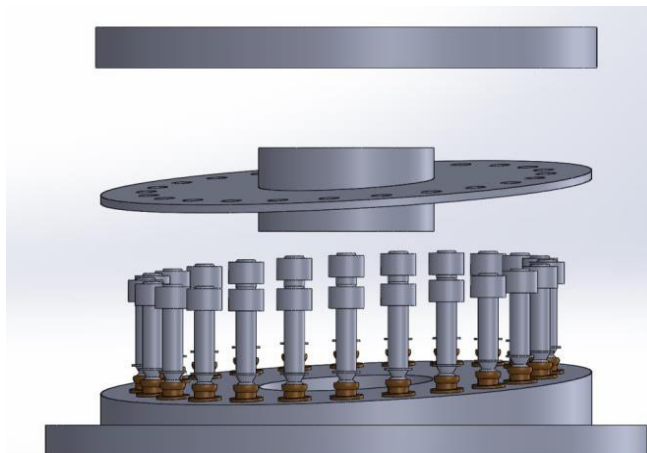
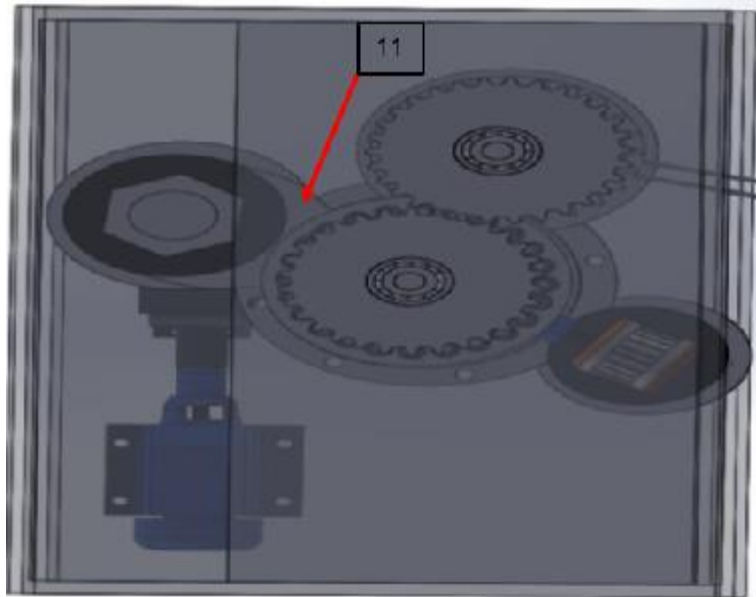


Figura 13. Maquina refrentadora de caras planas, vista superior.



Las partes fundamentales que conforman la maquina son las siguientes:

1. Motores de refrentado para los accesorios
2. Sistema de transporte de los accesorios
3. Mecanismos de transporte
4. Moto reductor
5. Motor motriz
6. Resortes para el prensado de la pieza de trabajo
7. Estructura
8. Pistones guía para la pieza de trabajo
9. Plato guía
10. Leva para pistones
11. Guía para posicionamiento de las piezas de trabajo

En la tabla 4 se presentan algunas especificaciones técnicas generales aproximadas para este tipo de modelo.

Tabla 4. Máquina refrentadora de caras planas. Sujeción por resorte.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
Capacidad del motor primario	1 hp
Capacidad del motor secundario	2 hp
Dimensiones (alto, ancho, largo)	120 cm, 100 cm, 150 cm
Velocidad de avance	12mm / seg
Peso	500 kg
Longitud de corte cada husillo	1 cm
Capacidad mínima de producción	125 piezas/ hora

El tipo de configuración de basa principalmente en un motor ubicado en la parte inferior de la máquina, transmite su potencia junto con el moto reductor por medio de dos engranajes cónicos, los cuales le brindan movimiento a la leva el cual hace que los resortes de compriman o expandan según la etapa de sujeción de la pieza, ´por otro lado cuando la pieza de trabajo ingresa al mecanismo por medio de un engranaje principal, el cual le brinda un movimiento rotativo, dejando así la pieza en la zona de refrentado, una vez la pieza se encuentra en esta sección el sistema de la leva va accionando unos resortes el cual cumplen la función de comprimir la pieza aumentando así la fuerza axial que actúa sobre ella, hasta que la pieza queda totalmente sujeta y los motores secundarios desbastan las caras planas en esta, ya maquinada los resortes se expanden para liberar la pieza y que esta pueda salir del proceso.

3.5 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Se evalúan las alternativas anteriormente descritas, teniendo en cuenta la información obtenida del QFD con la que es posible escoger la alternativa que se ajusta a las peticiones del consumidor y a las consideraciones del diseñador.

Tabla 5. Evaluación de alternativas

Criterio de evaluación			ponderación			Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
1	Precio total de construcción menor a 14000000	0.23	5	5	5	1.15	1.15	1.15
2	Sistema continuo	0.212	3	1	4	0.636	0.212	1.15
3	Segura	0.21	2	4	5	0.42	0.84	0.848
4	Retiro de piezas automática	0.18	3	4	4	0.54	0.72	1.05
5	Bajo costo de mantenimiento	0.17	1	2	3	0.17	0.34	0.72
TOTAL						2.916	3.262	4.278

3.6 ESPECIFICACIÓN DE LA ALTERNATIVA GANADORA

Ya que se requiere a nivel industrial que la maquina soporte y brinde todas las garantías en la producción de piezas diariamente, y teniendo en cuenta que esta máquina realiza un proceso continuo sin tiempos muertos, que consta con altos grados de seguridad para el operario y fácil mantenimiento, se procede a brindar las especificaciones primordiales de la máquina.

3.6.1 Descripción del principio del funcionamiento de la maquina

3.6.1.1 Velocidad del motor principal: Se necesita una muy baja velocidad de operación, en un rango de $0.5 < \text{rpm} < 3$ para la rueda de prensado. Es importante seleccionar un motor adecuado que cumpla con ciertos requerimientos tanto de velocidad como de potencia, y que sus dimensiones generen confiabilidad con respecto al espacio disponible en la estructura, ya que si el motor no cumple con dichas especificaciones, sería indispensable seleccionar una transmisión por engranajes adicional, lo cual generaría gastos adicionales.

3.6.1.2 Restricciones de espacio en el posicionamiento de los motores de refrentado: Inicialmente se planteó un tamaño para la rueda principal (transporte) de 16 cms de diámetro en la cual se acomodó una matriz circular de 12 agujeros guía para la prensa, pero uno de los motores secundarios(refrentado) no contaba con las dimensiones necesarias para acoplarlo dentro de la rueda guía principal, por esta razón, inicialmente se propuso utilizar acoples ,chumaceras y engranajes para hacer llegar la potencia del motor motriz al área de refrentado, el cual fue rechazado progresivamente debido a que se generarían vibraciones no deseadas en la máquina.

Para eliminar los defectos producidos por la vibración excesiva, se planteó una alternativa más cómoda en cuanto al posicionamiento de los motores de refrentado. (Ver figura 15).

Figura 14. Configuración motores de refrentado acomodados externamente.

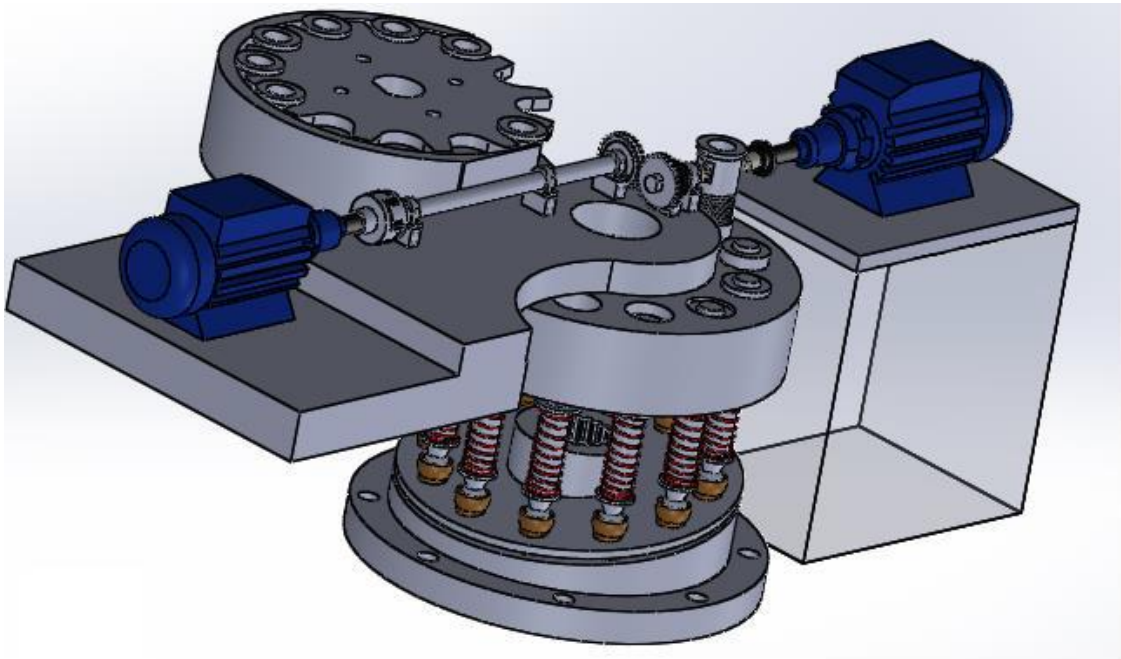
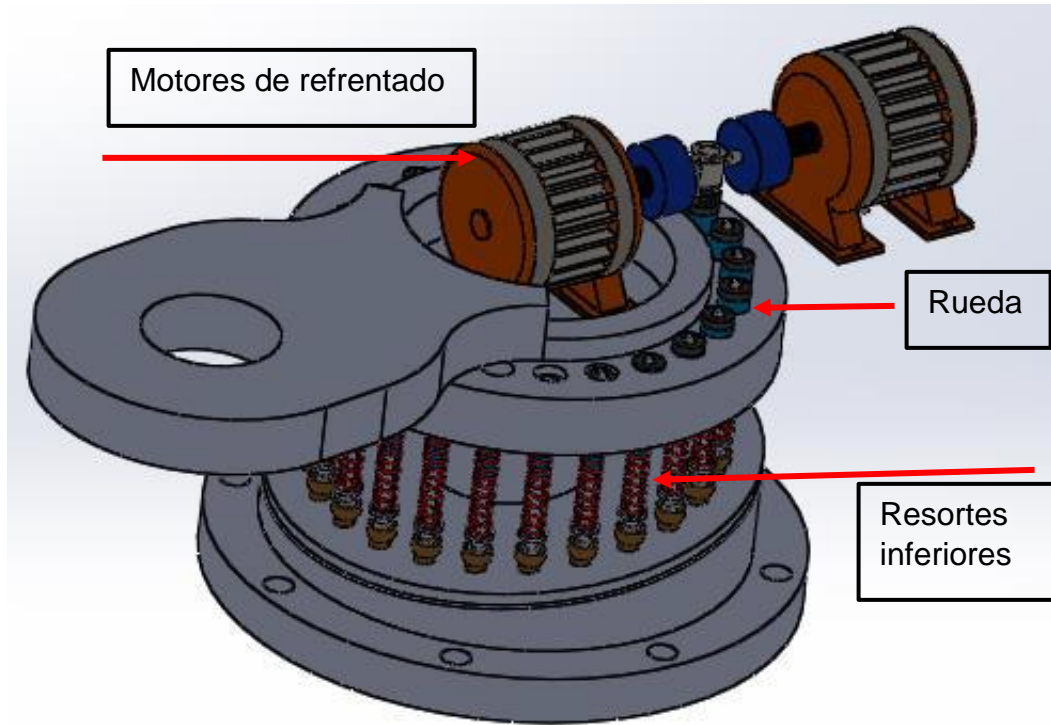


Figura 15. Configuración motores de refrentado acomodados internamente.

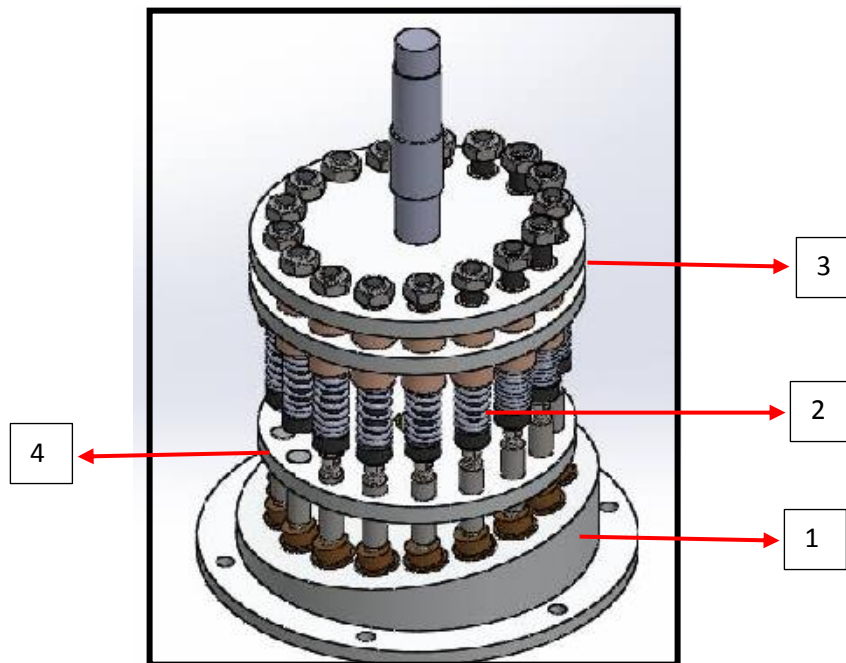


Como solución a posibles vibraciones se eliminó el eje y se introdujo el motor dentro de la rueda, para esta modificación se duplicó el diámetro de esta, ya que para acomodar unos motores de menores dimensiones el costo aumentaría considerablemente, por consiguiente la rueda queda de 32 cms.

Adicional a esto la máquina contaba con unos resortes de compresión inferiores que ayudaban a sujetar la pieza de trabajo, pero esto impedía la linealidad que debería tener y podría ocasionar desviaciones en el corte. (Ver figura 16).

3.6.1.3 Sistema de prensado: Esta forma de prensado está configurada de igual forma que una bomba de pistones axiales, el cual consta de varios pistones acomodados en forma de matriz circular desplazándose sobre una superficie inclinada ($6^\circ < \text{inclinación} < 13^\circ$). El material del que está hecho la base de los pistones es de bronce, el cual permite que haya poca fricción y que el desplazamiento sea fluido.

Figura 16. Sistema de prensado

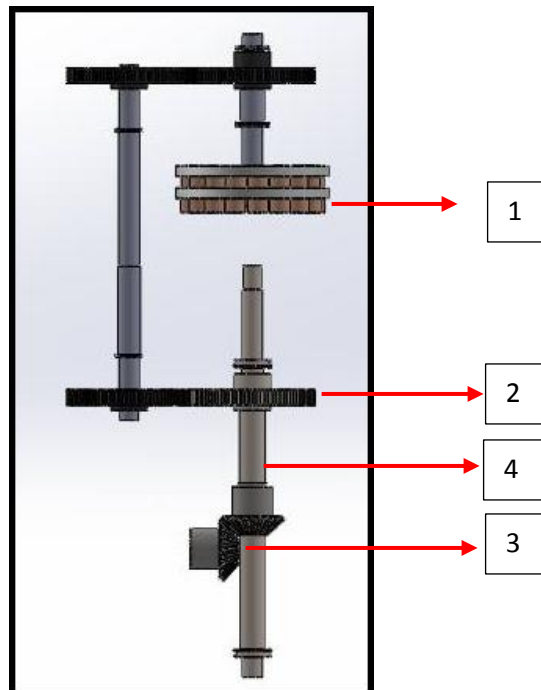


Las partes fundamentales que lo conforman son:

1. leva guía (inclinación 10°)
2. resortes
3. guías para los resortes
4. base

3.6.1.4 Sistema de transmisión para las diferentes ruedas: La máquina consta de dos piñones secundarios, uno de ellos abastecen de piezas de trabajo al otro , por esta razón, los dos deben llevar la misma velocidad para que haya coordinación en cuanto a la entrega con respecto al tiempo que se recibe cada pieza haciendo de este un sistema compacto y sin perturbación alguna. Para lograr este objetivo se acoplan un par de engranajes en la parte inferior y otro en la parte superior de la máquina.

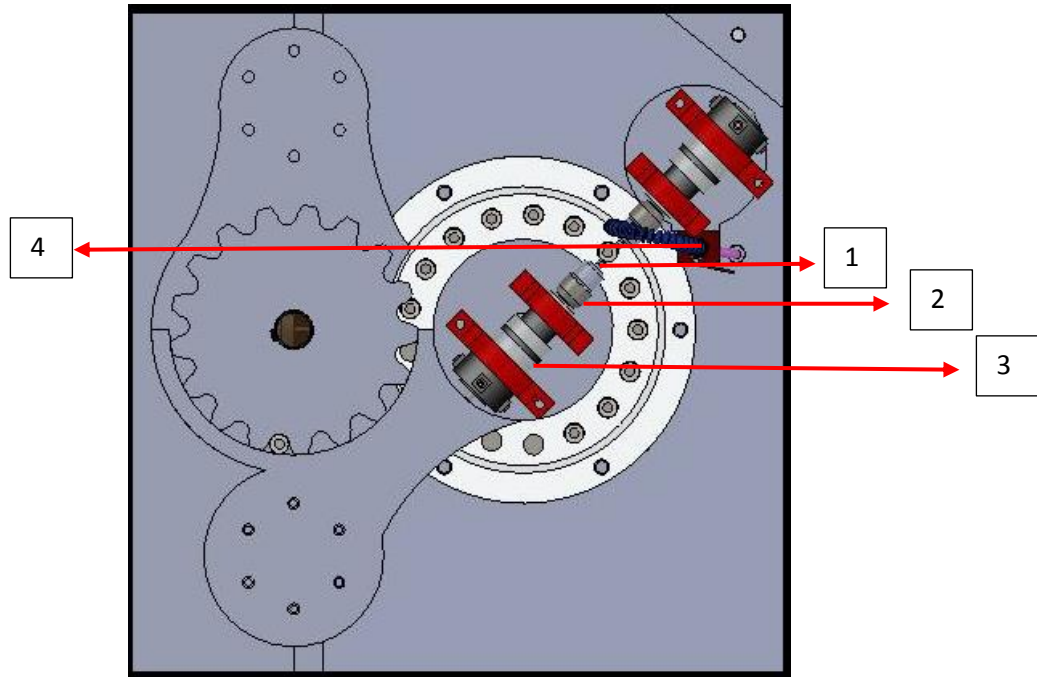
Figura 17. Transmisión mecánica



Las partes fundamentales son:

1. Piñones secundarios
2. Engranajes rectos
3. Engranajes cónicos
4. Ejes estriados

Figura 18. Sistema de refrentado.

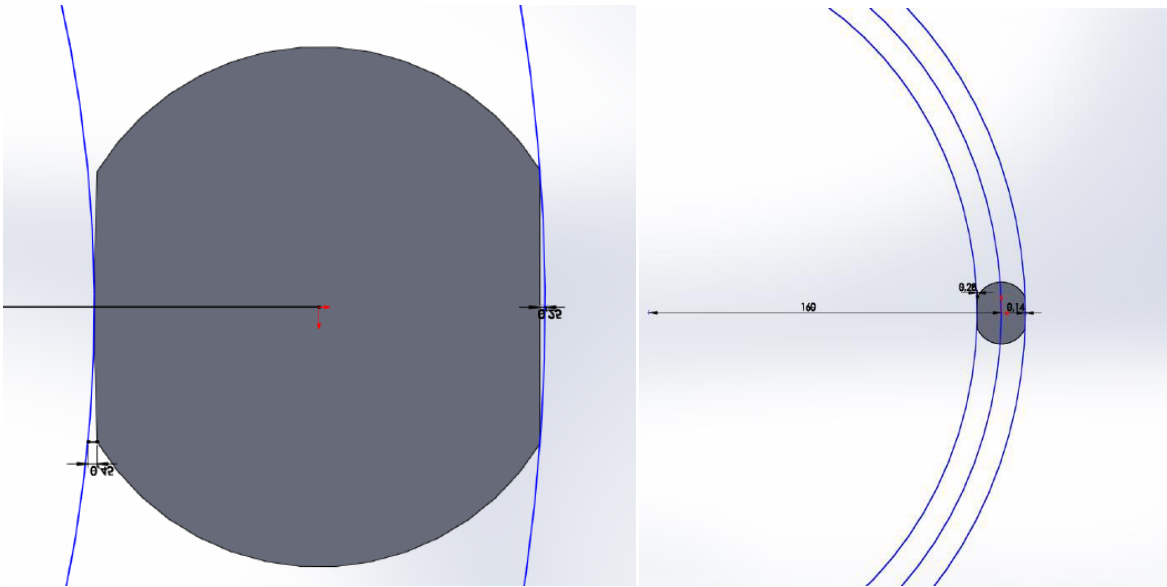


Las partes fundamentales son:

1. Fresas
2. Mandriles
3. Motores
4. Refrigeración

3.6.1.5 Análisis curvatura de corte: Debido a que las piezas a desbastar siguen la línea de giro de la rueda guía, el corte tiende a quedar con una curvatura despreciable para el diámetro de las piezas de trabajo, por esta razón se desprecia el margen de error que se genere ya que es mínimo.

Figura 19. Análisis de curvatura.



4. DISEÑO DE DETALLE

4.1 TOMA DE DATOS

Para el óptimo desarrollo del proyecto es necesario conocer la fuerza de corte del material de trabajo cuya referencia industrial es acero 12L14. Luego de realizar la respectiva búsqueda en diferentes catálogos acerca de las especificaciones de este material, no se encontró algún dato convincente. Por lo tanto fue necesario diseñar y construir un montaje de pruebas con el fin de calcular dicha fuerza. Posterior a esto, y después de efectuar dicho proceso, es indispensable realizar una pequeña modificación al montaje, el cual se utilizó para calcular la fuerza necesaria en los resorte, para que luego de ser comprimidos mantuvieran el material de trabajo fijo en el momento del desbaste, además del montaje se utilizaron otros instrumentos y materiales para la prueba final.

Figura 20. a) Banco de pruebas para la toma de datos (fuerza de corte).

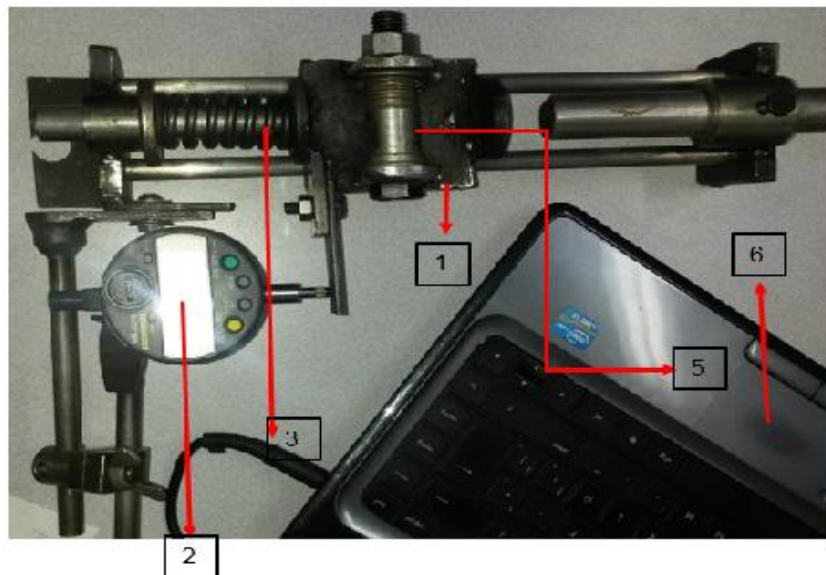
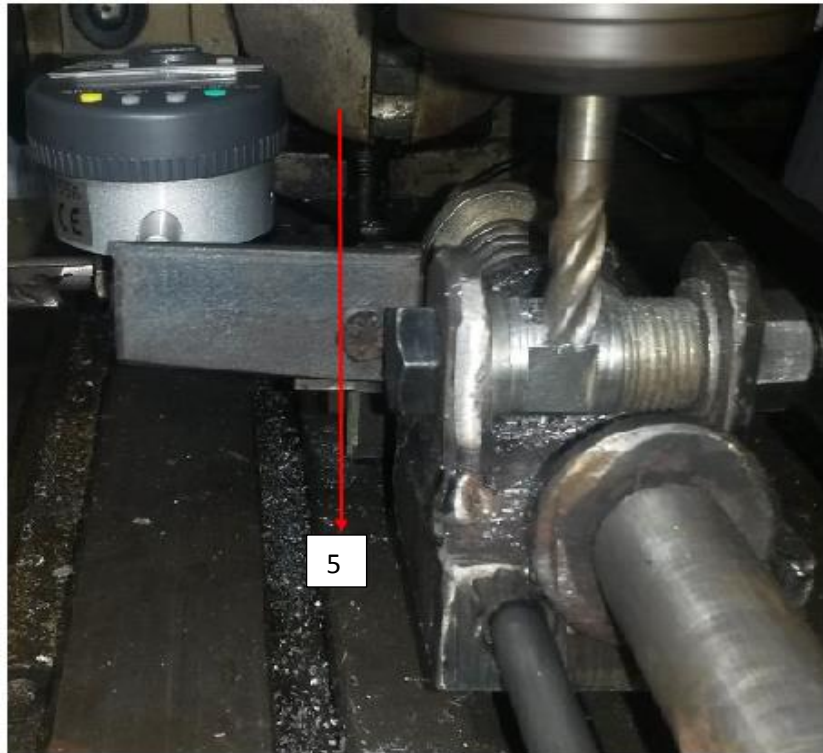


Figura 21. b) Banco de pruebas para la toma de datos en marcha (fuerza de corte).



A continuación se presentan los elementos requeridos para el cálculo de dichas fuerzas:

1. Estructura
2. Comparador de caratula
3. Resorte
4. Fresadora HECKERT
5. Pieza de trabajo (material 12L14)
6. Computador

Figura 22. Banco de prueba para la toma de datos. Fuerza de compresión en el resorte (longitud libre).

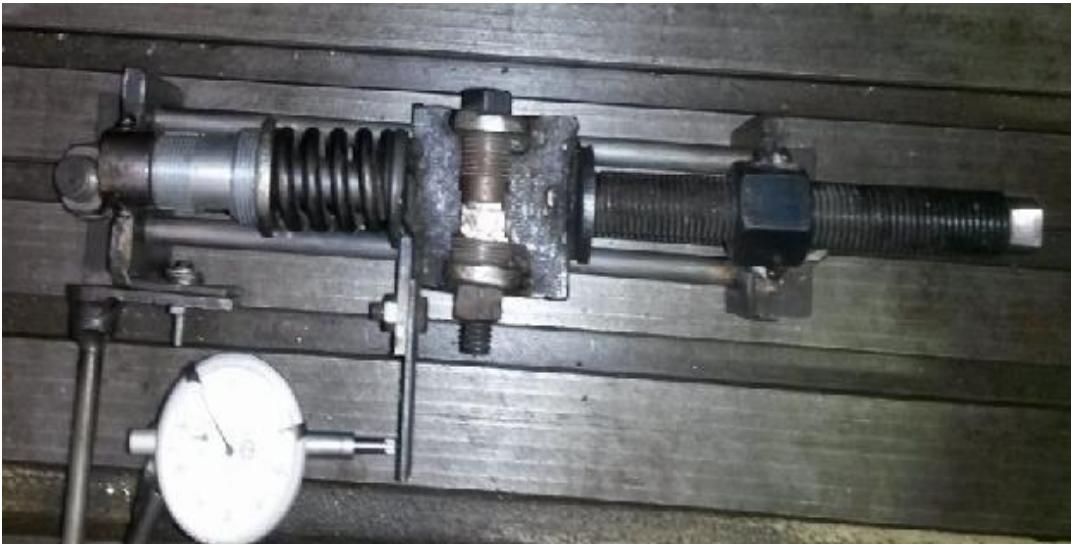


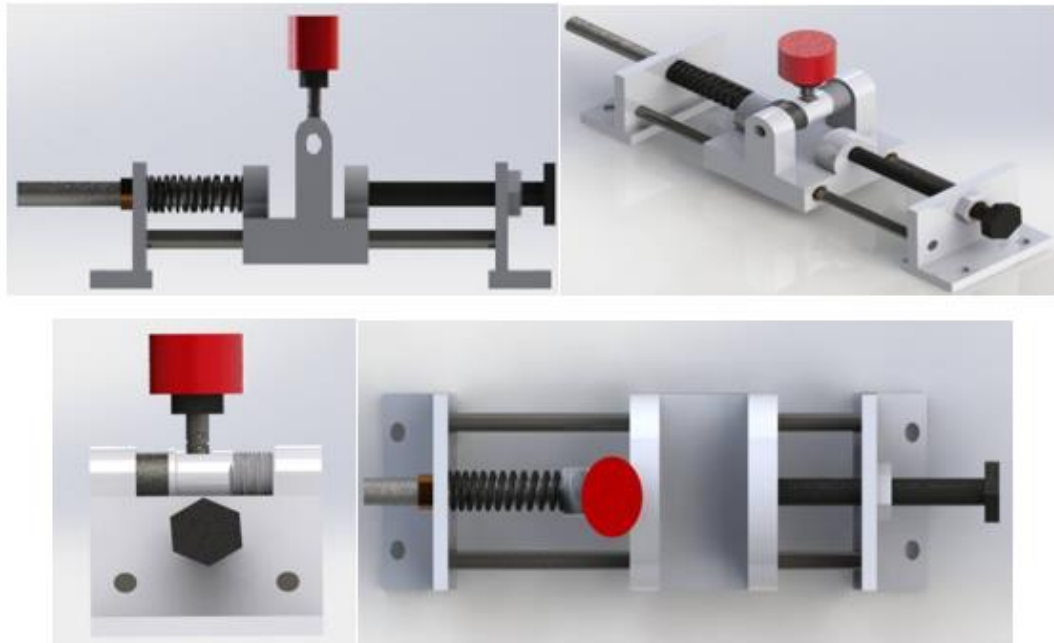
Figura 23. Banco de prueba para la toma de datos. Fuerza de compresión en el resorte (longitud solida).



4.1.1 Modelamiento de montaje para pruebas en software de diseño CAD. La estructura diseñada presenta características específicas para la toma de los datos correspondientes, acomodando cada elemento sujeto a ella de manera precisa sin interferencia alguna.

Para facilitar la construcción de los respectivos montajes se realizó el diseño previo de cada uno de estos, utilizando el software solidworks. Tanto para el cálculo de la fuerza de refrentado, como para la de compresión del resorte .se enfatizó al momento de elaborar el boceto en los requerimientos de espacio ya que este fue muy limitado en la máquina herramienta.

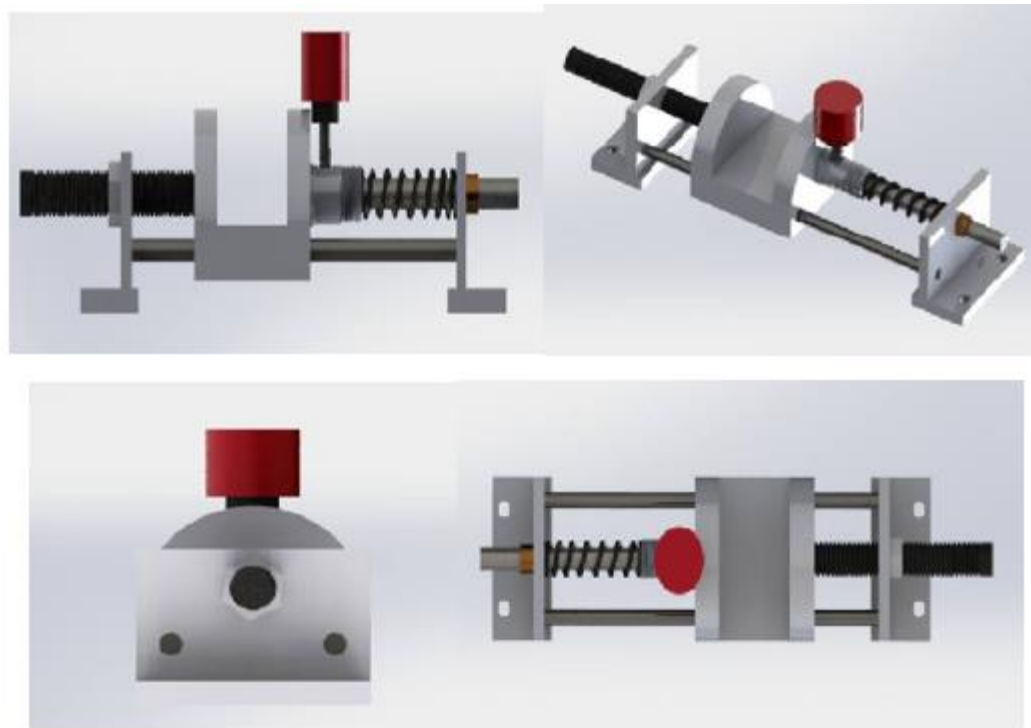
Figura 24. Estructura para el montaje. Fuerza de corte del material.



Para el cálculo de la fuerza de compresión del resorte se utilizó la misma estructura del anterior montaje, con algunos cambios adicionales en cuanto al posicionamiento tanto del resorte, como de la pieza, adicional a esto se le agrego

un tornillo al costado de la estructura, el cual sirve de guía para el apriete del resorte, a medida que el tornillo era ajustado, el muelle se comprimía, sujetando el accesorio con mayor firmeza, impidiendo que se deslizase en el momento del refrentando.

Figura 25. Estructura para el montaje. Fuerza de compresión del resorte.



4.1.2 Comparador de caratula. Es un instrumento de medición en el cual un pequeño movimiento del husillo se amplifica mediante un tren de engranajes que se mueve en forma angular, una aguja indicadora sobre la caratula del dispositivo nos brinda información sobre el más mínimo cambio en su postura confrontado a la estructura a estudiar.

El comparador es un instrumento utilizado para el control del error de forma de una pieza y para medidas comparativas. Aplicando este dispositivo en la prueba para medir la compresión del resorte a estudiar se obtienen valores representativos de su elongación, y gracias a esta información recopilada, realizar una posible caracterización del resorte.

Figura 26. Comparador de carátula



4.1.3 Pieza de trabajo (material AISY 12I14). El material respectivo de la pieza de trabajo es un acero de facil mecanizado debido a la presencia de plomo, este se aplica para fabricar productos con maquinaria de alta velocidad donde las características de maquinabilidad del acero son muy aprovechables.

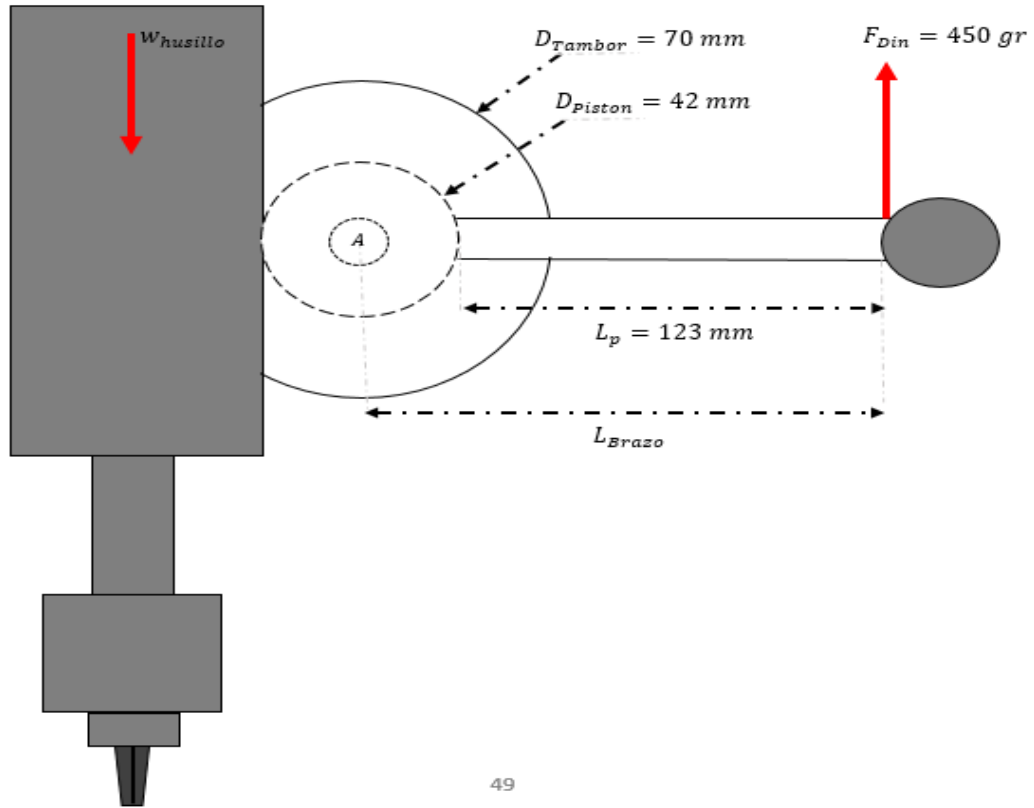
Tabla 6. Propiedades del material.

Propiedades mecánica	
Dureza	163 HB (84HRb)
Esfuerzo de fluencia	415 MPa (60200 psi)
Esfuerzo máximo	540 MPa (78300 psi)
Elongación máxima	10%
Reducción de área	35%
Módulo de elasticidad	200GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad	160% (AISI 1212=100%)
Propiedades físicas	
Densidad	7.87 g/cm ³

El uso de este material se da mayoritariamente en ejes, tuercas y pasadores y en general donde la facilidad de su maquinado sea un factor importante.

4.1.4 Proceso realizado para la caracterización del resorte. Para poder realizar el respectivo cálculo de las fuerzas necesarias para el diseño de la máquina, es de vital importancia caracterizar el resorte que se va utilizar en la prueba. (Referencia visual. Ver anexo A), planteando las ecuaciones posteriormente descritas. Una vez caracterizado, se Toma como base el modelamiento CAD, colocando un comparador de caratula conectado a un computador y sujetando el artefacto a una fresadora. A medida que la pieza de trabajo es refrentada, esta arroja una fuerza paralela al desplazamiento de la máquina y contraria a la componente del resorte, generando así una compresión de este. Gracias al comparador claramente alineado al muelle, se presentan lecturas el cual se montan progresivamente en Excel. Y gracias a ella poder calcular la contante de este.

Figura 27. Caracterización del resorte a utilizar para la prueba experimental.



49

Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del pistón.

$$\sum M_A \uparrow = 0$$

$$W_{husillo} * 0.021 = F_{Din} * L_{Brazo} \quad (1)$$

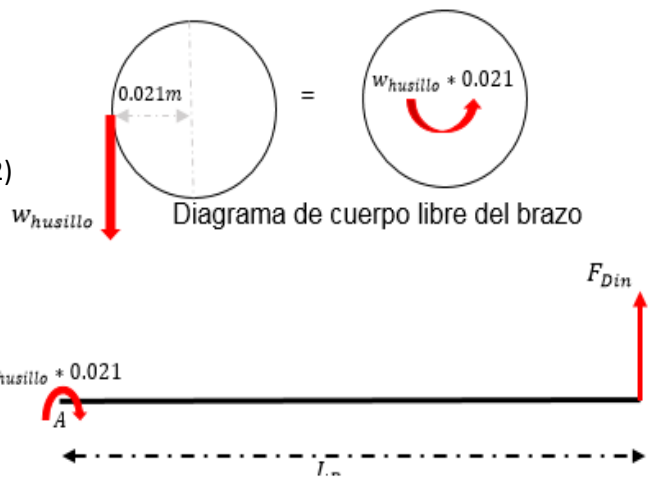
$$L_{Brazo} = \frac{D_{Tambor}}{2} + L_p = \frac{0.07}{2} + 0.123 \quad (2)$$

$$L_{Brazo} = 0.158\text{m}$$

$$F_{Din} = 0.45 * 10 = 4.5\text{ N} \quad (3)$$

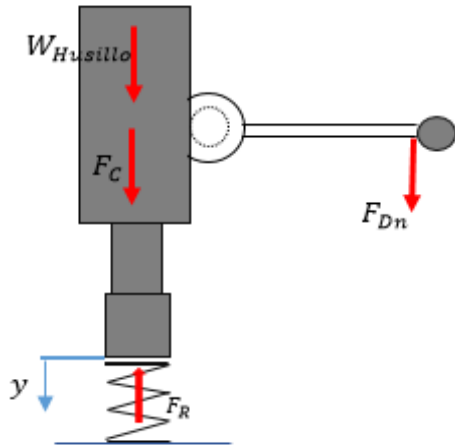
$$W_{husillo} = \frac{4.5 * 0.158}{0.021} \quad (4)$$

$$W_{husillo} = 33.86\text{ N}$$



68

Figura 29. Ventaja mecánica.



$$V_m = \frac{L_{Brazo}}{\frac{D_{Piston}}{2}} \quad (5)$$

$$V_m = \frac{0.158 \text{ m}}{0.021 \text{ m}} = 7,52$$

$$F_C = V_m * F_{Dn} \quad (6)$$

$$F_R = F_C + W_{Husillo} \quad (7)$$

Realizando la respectiva lectura del resorte y aplicando la ecuación (a) obtenemos la siguiente tabla.

Tabla 7. Ponderación. Fuerza de compresión efectuada por la máquina.

$F_{Dn} [kg]$	Δy_1	Δy_2	Δy_3	Δy_{Prom}	$F_C = F_{Dn} * V_m [kgf]$
0.1	25	23	24	22	0.752
0.15	25	26	24	25	1.128
0.2	24	28	33	28.33	1.504
0.25	31	30	29	30	1.88
0.3	41	41	41	41	2.256
0.35	48	49	49	48.66	2.632
0.4	54	53	53	53.33	3.008
0.45	63	63	64	63.3	3.384
0.5	66	66	66	66	3.76

Tabla 8. Fuerza de compresión efectuada por el resorte.

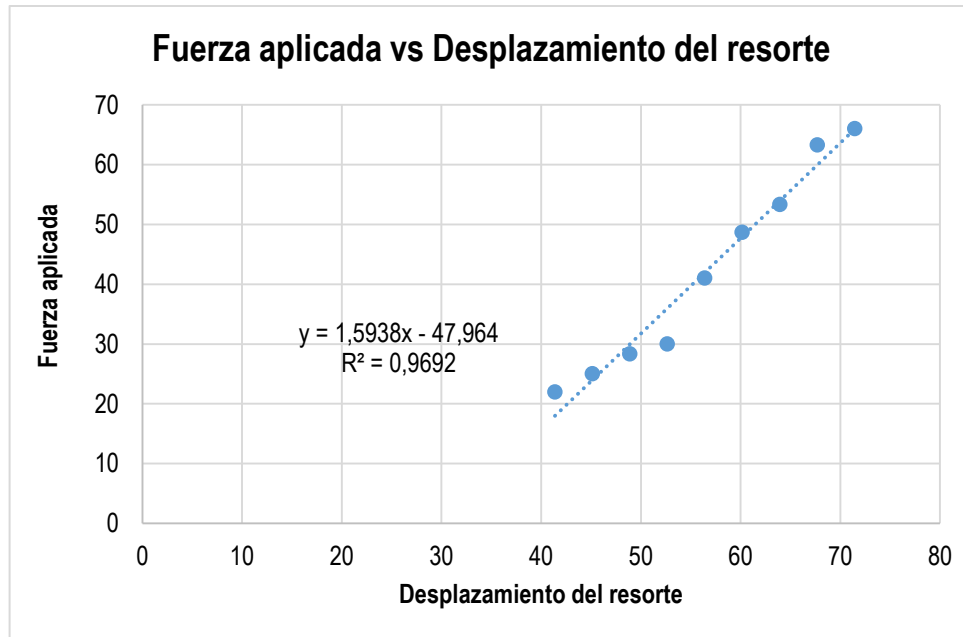
F_C [N]	$W_{Husillo}$ [N]	$F_R = F_C + W_{Husillo}$ [N]
7.52	33.86	41.38
11.28	33.86	45.14
15.04	33.86	48.9
18.8	33.86	52.66
22.56	33.86	56.42
26.32	33.86	60.18
30.08	33.86	63.94
33.84	33.86	67.7
37.6	33.86	71.46

Para obtener la curva del resorte:

Tabla 9. Calculo promedio de la constante del resorte.

F_R [N]	Δy_{Prom}	$k = \frac{F_r}{\Delta y_{Prom}}$
41.38	22	1.88
45.14	25	1.8
48.9	28.33	1.73
52.66	30	1.57
56.42	41	1.37
60.18	48.66	1.23
63.94	53.33	1.19
67.7	63.3	1.069
71.46	66	1.08
		$k_m = 1.43$

Grafica 1. Curva característica del resorte.



4.1.5 Resultados

4.1.5.1 Fuerza de corte del material: Una vez obtenida la curva característica del resorte y dando como resultado una constante (k) fija se procede a realizar la prueba arrojando datos posteriormente descritos en las tablas.

Tabla 10. Prueba número 1

Numero de toma	Deltha[mm]	Constante[N/mm]	Fuerza [N]
1	0,004	143	0,572
2	0,004	143	0,572
3	0,052	143	7,436
4	0,272	143	38,896
5	0,424	143	60,632
6	0,658	143	94,094
7	0,811	143	115,973
8	1,170	143	167,31
9	1,462	143	209,066
10	1,678	143	239,954
11	1,875	143	268,125
12	2,464	143	352,352
13	2,790	143	398,97
14	2,965	143	423,995
15	3,172	143	453,596
16	3,372	143	482,196
17	3,578	143	511,654
18	3,702	143	529,386
19	3,817	143	545,831
20	3,827	143	547,261

Tabla 11. Prueba numero 2.

Numero de toma	Deltha[mm]	Constante[N/mm]	Fuerza [N]
1	0,002	143	0,286
2	0,006	143	0,858
3	0,665	143	95,095
4	1,435	143	205,205
5	1,958	143	279,994
6	2,913	143	416,559
7	3,260	143	466,18
8	3,576	143	511,368
9	3,834	143	548,262

Numero de toma	Deltha[mm]	Constante[N/mm]	Fuerza [N]
10	4,149	143	593,307
11	4,444	143	635,492
12	4,500	143	643,5
13	4,774	143	682,682
14	4,981	143	712,283
15	5,276	143	754,468
16	5,520	143	789,36
17	5,669	143	810,667
18	5,781	143	826,683
19	5,821	143	832,403
20	5.482	143	783,926

Tabla 12. Prueba número 3.

Numero de toma	Deltha [mm]	Constante[N/mm]	Fuerza [N]
1	0,01	143	1,43
2	0,04	143	5,72
3	0,602	143	86,086
4	1,620	143	231,66
5	3,203	143	458,029
6	3,598	143	514,514
7	3,890	143	556,27
8	4,226	143	604,318
9	4,705	143	672,815
10	5,152	143	736,736
11	5,393	143	771,199
12	5,766	143	824,538
13	6,547	143	936,221
14	7,394	143	1057,342
15	7,655	143	1094,665
16	8,187	143	1170,741
17	8,487	143	1213,641
18	8,466	143	1210,638

Las tablas muestran la variación de la fuerza de corte con relación a la longitud comprimida del resorte a medida que la pieza de trabajo era desbastada. Según los datos arrojados en las tres pruebas la cifra crítica para dicha fuerza se encuentra en el ensayo número 3 dando como resultado 1210 [N].

4.1.5.2 Fuerza necesaria para la compresión del resorte: Ya que se necesita la fuerza mínima a la que debe estar sometido el resorte para obtener una excelente sujeción a la pieza, se debe graduar el tornillo de ajuste para que el resorte brinde la suficiente presión la cual se postula en la siguiente tabla.

Tabla 13. Prueba. Fuerza de compresión del resorte.

Avance del tornillo, medido mediante el comparador de caratula [mm]	Deslizamiento presente en la pieza al momento del refrentado.	Fuerza [N] $F=K*X$ $K=145 [N/mm]$
1.5	Existe	217.5
3	Existe	435
4.5	Existe	652.5
6	Existe	870
7.5	Existe (Mediano)	1087.5
9	Existe (Mínimo)	1305
10.5	No Existe	1522.5

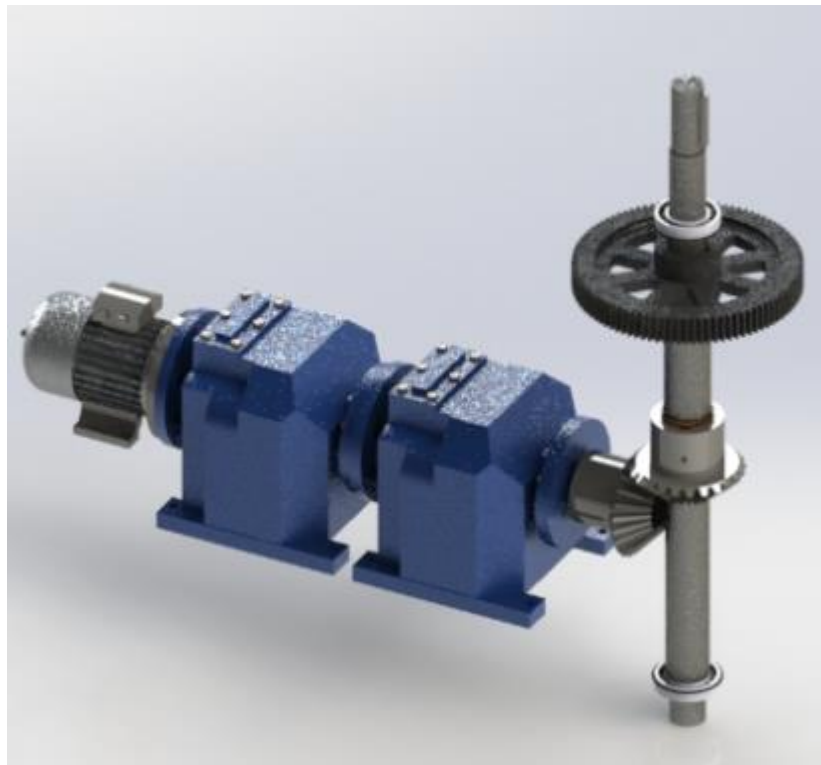
Según los resultados obtenidos la longitud de avance del tornillo para que dicho resorte ejerza la presión suficiente en la pieza, deberá ser de 10.5 [mm], dando como solución una fuerza máxima a la que se puede someter el resorte, equivalente a 1522.5 [N]. Como fuerza máxima que siente el resorte en su operación normal se toma 1305 [N].

Nótese que en la tabla 13 los tres últimos valores pueden ser tomados como una mínima fuerza de prensado, con un rango de deslizamiento de la pieza uno menor que otro, pero para mayor seguridad, y ya que la pieza no puede deslizarse ni en niveles de micras, la fuerza más óptima es la anteriormente escogida.

De todas maneras, los cálculos del resorte se realizan con la fuerza operativa (9) para tener un mayor nivel de seguridad al momento de lo diseño.

4.2 SELECCIÓN DE FUENTE MOTRIZ

Figura 30. Fuente Motriz.



La selección del este motor está sujeta a diferentes especificaciones posteriormente descritas con la ayuda de los cálculos correspondientes.

Se determinó que para obtener una fuerza de refrentado de 1210 [N] era necesario un motor que entregara una potencia de por lo menos 120 W.

El motor a seleccionar, es el que se puede apreciar en la figura 30, prosiguiendo con la estructura de la máquina, el cual está sujeto a dos motor reductores, posteriormente calculados.

4.2.1 Selección del motor. Como unidad motora se ha seleccionado un motor trifásico WEG W21 con las siguientes características principales:

Figura 31. Motor trifásico WEG W21.



- **Motor trifásico:** 220-380 v
- **Potencia :** 180 W (0.24HP)
- **Velocidad nominal:** 900 RPM
- **Par nominal:** 2.03 (N/M)
- **Diámetro del eje:** 15.5 mm

Fuente. Catalogo WEG

Este es un motor jaula de ardilla, porque es uno de los más comunes y su uso está generalizado por las siguientes razones.

- **Bajo Costo**

- Bajo mantenimiento
- Fácil de adquirir
- Alto grado de protección
- Pocos componentes
- Robusto

Por carecer de chispas internas, puede instalarse en ambientes de riesgo, por esto es el motor más práctico para realizar aplicaciones en todo tipo de máquinas.

Tabla 14. Especificaciones técnicas del motor.

Potencia		Carcasa IEC	RPM	Corriente nominal en 220V A	Corriente a rotor bloqueado Ip / In	Par Nominal Cn (NM)	Par a rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmax. Cn	220 V						Factor de servicio F.S.	Momento de Inercia J kgm ²	Tiempo max. con rotor bloqueado en caliente / frío (s)	Peso aprox. (kg)
									Rendimiento η%			Factor de Potencia Cos φ						
		% de la potencia nominal																
kW	HP									50	75	100	50	75	100			
VIII Polos - 900 rpm																		
0,12	0,16	71	805	1,16	2,5	1,4	2	2,2	40,7	45,2	50,2	0,39	0,48	0,54	1,15	0,00079	66/145	10,6
0,12	0,16	80	850	1,14	3,5	1,32	2,8	2,9	40,7	45,2	50,2	0,4	0,5	0,55	1,15	0,00242	25/55	13,5
0,18	0,25	80	865	1,93	3,2	2,03	3	3,1	35	42	47	0,41	0,47	0,52	1,15	0,00242	20/44	13,4
0,25	0,33	80	860	2,34	3,5	2,7	2,9	2,9	39	46,5	52	0,43	0,49	0,54	1,15	0,00294	16/35	14,6
0,37	0,5	90S	850	2,51	3,8	4,13	2	2,1	52	58,5	62,3	0,42	0,53	0,62	1,15	0,00504	22/48	19,3
0,37	0,5	90L	850	2,51	3,8	4,13	2	2,1	52	58,5	62,3	0,42	0,53	0,62	1,15	0,00504	22/48	20
0,55	0,75	90L	830	3,39	3,6	6,35	1,9	2	58	63	64,5	0,45	0,56	0,66	1,15	0,0056	20/44	21
0,75	1	90L	820	4,26	3,6	8,57	1,7	1,9	64	66,5	68	0,45	0,6	0,68	1,15	0,00672	15/33	22,6
0,75	1	100L	865	4,99	4,8	8,12	2,2	2,6	56	63	68	0,4	0,51	0,58	1,15	0,01121	19/42	28,1
1,1	1,5	100L	860	6,25	4,2	12,25	1,9	2,4	66	73	74,5	0,42	0,53	0,62	1,15	0,01289	24/53	30,3
1,1	1,5	112M	860	5,87	5,2	12,25	2,3	2,6	70	73	74,5	0,46	0,58	0,66	1,15	0,01682	25/55	37,2
1,5	2	112M	855	7,55	5	16,43	2,4	2,6	75	78	79	0,45	0,57	0,66	1,15	0,01869	34/75	39,1
1,5	2	132S	865	7,11	6,5	16,24	2,5	2,7	70	75	78	0,51	0,63	0,71	1,15	0,05018	15/33	52
2,2	3	132S	860	9,75	6	24,5	2,1	2,6	77	79,5	80	0,53	0,66	0,74	1,15	0,06022	25/55	55
3	4	132M	865	13,4	7,3	32,48	2,5	3	77	80	81,3	0,53	0,65	0,72	1,15	0,08531	19/42	67,3
3,7	5	132M/L	865	16	7,3	40,6	2,3	3	79	82	83	0,53	0,65	0,73	1,15	0,09535	18/40	81,1
3,7	5	160M	880	16,4	5,3	39,91	2	2,6	80	83,7	84,5	0,5	0,61	0,7	1,15	0,12209	33/73	110,5
4,5	6	160M	875	19,4	5,2	48,16	2,1	2,5	81	83,5	84,5	0,52	0,64	0,72	1,15	0,12209	40/88	97,7
5,5	7,5	160M	875	23,6	5,2	60,21	2,2	2,6	82,5	85	86	0,5	0,63	0,71	1,15	0,14364	38/84	109,6
7,5	10	160L	875	31,2	5,3	80,27	2,2	2,5	84	86,6	87,5	0,52	0,64	0,72	1,15	0,16518	26/57	126,8
7,5	10	180M	880	27,4	8,5	79,82	2,5	2,8	86	87	87,5	0,65	0,76	0,82	1,15	0,20685	15/33	153,2
9,2	12,5	180M	875	33,5	7,6	100,34	2,4	2,7	86	87,3	88	0,65	0,75	0,82	1,15	0,19306	10/22	153,6
11	15	180L	875	39,3	7,9	120,41	2,4	2,7	86,5	87,5	88,5	0,65	0,76	0,83	1,15	0,21374	8/18	160,7
15	20	180L	870	53	7,6	161,47	2,4	2,7	86,5	88	89,5	0,69	0,79	0,83	1,15	0,26201	7/15	181
11	15	200L	885	43,5	5	119,05	2	2,2	88,1	88,5	88,5	0,57	0,69	0,75	1,15	0,34083	26/57	215
15	20	200L	885	61,7	5	158,73	2,1	2,2	85,4	87,5	88,6	0,53	0,64	0,72	1,15	0,35876	26/57	205
18,5	25	200L	880	73,7	4,8	199,54	2	2	86,5	88,2	89	0,56	0,68	0,74	1,15	0,41258	21/46	228
18,5	25	225S/M	885	65,2	7,5	198,42	2	2,8	88	89	89,7	0,7	0,79	0,83	1,00	0,84722	20/44	340,8
22	30	225S/M	880	76,4	8	239,45	2,2	2,8	89	90,4	91	0,68	0,78	0,83	1,00	0,84722	21/46	343,1
30	40	225S/M	880	104	7,7	319,27	2,1	2,7	89,2	90,5	91,5	0,67	0,77	0,83	1,00	0,98842	17/37	366,4

Fuente: Catalogo de motores de baja tensión WEG.

Las medidas correspondientes al motor cumplen con los requerimientos de espacio en la máquina propuestas inicialmente, colaborando a nivel industrial en cuanto a los inconvenientes trazados diariamente en las empresas con mayor crecimiento pero con poca área para implementar nuevas tecnologías.

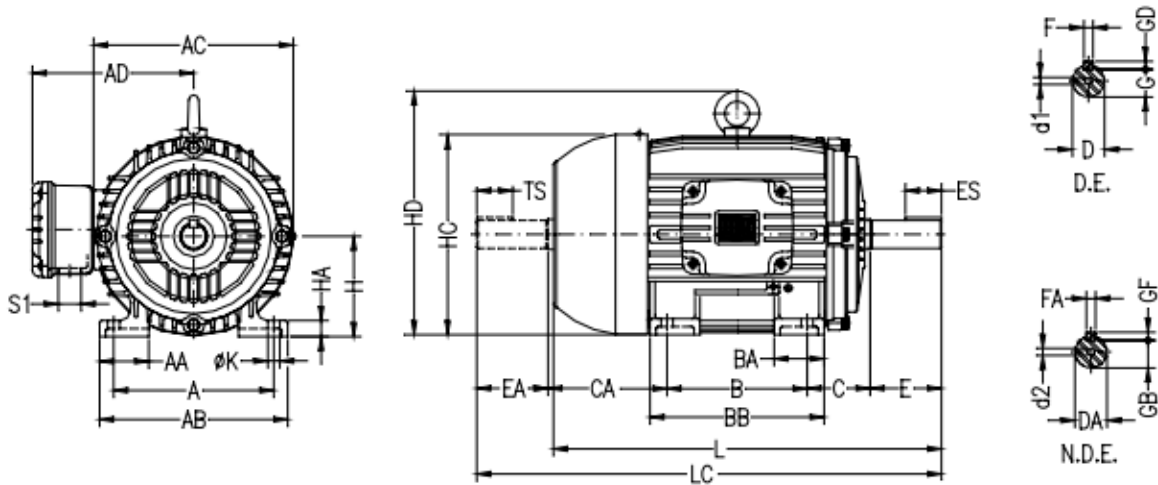
A continuación se presentan las medidas brindadas en el catálogo, cada motor posee un número de carcasa específico para encontrar las dimensiones de este.

Tabla 15. Dimensiones del motor.

	A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	CA	DIMENSIONES DEL EJE												H	HA	HC	HD	K	L	LC	D1	D2	Rodamientos	
											D	DA	E	EA	ES	F	FA	G	GB	GD	GF	delantero										trasero	
63	100	21	116	125	119	80	22	95	40	78	11j6	9j6	23	20	14	4	3	8.5	7.2	4	3	63	8	124		7	216	241			6201 ZZ		
71	112	30	132	141	127	90	38	113.5	45	88	14j6	11j6	30	23	18	5	4	11	8.5	5	4	71	12	139			248	276	A3.15		6203 ZZ	6202 ZZ	
80	125	35	149	159	136	100	40	125.5	50	93	19j6	14j6	40	30	28	6		15.5	11	6		80	13	157			276	313			6204 ZZ	6203 ZZ	
90S	140	38	164	179	155	100	42	131	56	104	24j6	16j6	50	40	36	8	5	20	13	5	90	15	177	10	304	350	329	375	A4	6205 ZZ	6204 ZZ		
90L								156																									
100L	160	49	188	199	165	140	50	173	63	118	28j6	22j6	60	50	45	6	24	18.5	20	6	100	16	198	376	431	393	448	A4	6206 ZZ	6205 ZZ			
112M								177																									
132S	216	51	248	270	212	178	55	187	89	150	38k6	28j6	80	60	63	10	8	33	24	7	132	20	274	319	452	519	490	557	A4	6308 ZZ	6207 ZZ		
132M								225																									
160M	254	64	308	312	255	210	65	254	108	174	42k6	42k6	110	110	80	12	12	37	37	8	160	22	317	370	598	712	642	756	DM16	6309 C3	6209 Z-C3		
160L								298																									
180M	279	80	350	358	275	241	75	294	121	200	48k6	48k6	110	110	80	14	14	42.5	9	9	180	28	360	413	664	782	702	820	A4	6311 C3	6211 Z-C3		
180L								332																									
200L	318	82	385	396	300	305	85	370	133	222	55m6	55m6	170	170	22	16	49	42.5	10	9	200	30	402	464	767	880	729	842	A4	6312 C3	6212 Z-C3		
200M								332																									
225S/M	356	80	436	476	373	286	105	391	149	280	60m6	60m6	140	140	125	18	53	53	11	225	34	466	537	847	995	DM20	6314 C3						
250S/M								255																									
280S/M	457	100	557	600	468	349	138	449	168	312	75m6	75m6	170	170	22	18	67.5	12	11	250	42	491	562	24	923	1071	DM20	6316 C3					
315S/M								274																									
355M/L	610	140	750	816	685	419	152	558	216	350	80m6	80m6	210	170	200	28	71	58	14	280	578	668	24	1036	1188	DM20	6319 C3						
315B								299																									
315B	508	182	630	698	590	457	200	760	254	467	100m6	80m6	210	170	200	28	90	71	16	14	355	50	725	834	1486	1661	DM24	DM20	NU-322 C3	6319 C3			
315B								325																									
315B	508	182	630	698	590	630	162	830	216	397	100m6	80m6	210	170	200	28	90	71	16	14	315	47.5	664	777	34	1502	DM24	DM20	NU-322 C3	6319 C3			
315B								325																									

Fuente: Catálogo motores de baja tensión WEG

Figura 32. Carcaza estándar.



Fuente: Catalogo motores de baja tensión WEG.

4.2.2 Selección del reductor. Se tiene en cuenta algunas consideraciones que se deben tomar al momento de seleccionar el reductor:

4.2.2.1 Par de fuerza necesario en la aplicación: En la maquina este factor es de vital importancia ya que nos proporciona un movimiento continuo, atravesando cualquier fuerza de empuje que se genere en el área de refrentado. Está dado por la siguiente ecuación:

$$Par(Nm) = (9550 * Rendimiento[rd] * \frac{Potencia [kw]}{N[rpm]}) \quad (8)$$

Donde

- 9550 es un factor constante
- Rendimiento: es la eficiencia del motor, el cual se obtiene de las tablas de selección posteriormente descritas.
- Potencia: es la potencia que aporta el motor expresada en Kw
- N= revoluciones deseadas de salida del motor

4.2.2.2 Dimensionamiento de la moto reductor: Se debe tener en cuenta el espacio proporcionado para la puesta en marcha del reductor, en particular:

- El diámetro del eje lento
- El tipo de amarre de la bancada
- La posición de montaje, para que el reductor internamente tenga una buena lubricación.

4.2.2.3 Tipo de trabajo que se va realizar en el reductor: Este parámetro depende principalmente en la cantidad de horas que debe estar trabajando, ya sea un proceso continuo o con tiempos muertos, está directamente vinculado con el factor de servicio (sf), el catalogo nos brinda dos tablas representativas que indican cuantas veces se apaga y se conecta el reductor diariamente. Para el caso que estudiamos, y teniendo en cuenta que es un proceso continuo, el reductor no debe tener paradas trabajando diariamente entre 8 a 24 horas, por este motivo se escoge el factor de servicio siguiente.

Tabla 16. Número de paradas y arrancadas menor a 10.

Naturaleza del tipo de trabajo	n° de horas que trabaja al día		
	< 2	2 - 8	8 - 24
Trabajo continuo.	sf 0,8	sf 1,00	sf 1,25
Paradas y arrancadas moderadas. Cambios de giro reducidos.	sf 1,0	sf 1,25	sf 1,5
Paradas y arrancadas constantes. Cambios de giro constantes.	sf 1,25	sf 1,5	sf 1,75

Fuente: Catálogo Reductores sinfín corona. Disponible en: <http://www.soltecna.com/doc/es-catalogo-rem-.pdf>

Para lograr la velocidad requerida será necesario instalarle dos reductores, con una relación de 1/40, y así obtener una velocidad de salida de la fuente motriz de 0.6 rpm.

Datos de entrada:

$$900 \text{ rpm} \text{ **Proceso** } \xrightarrow{\text{blue arrow}} u = \frac{N_1}{N_2} = \frac{900}{22.5} = 40 \quad ; u = \frac{N_2}{N_{SALIDA \text{ FINAL}}} \quad (9)$$

Dato de salida:

$$N_{SALIDA \text{ FINAL}} = 0.5625.$$

El resultado anteriormente descrito es aproximado a la velocidad que se requiere (0.6 RPM) en el punto de salida de la transmisión, arrojando de igual manera un reductor asequible en el mercado, tomando en cuenta que se necesitan implementar dos de ellos para obtener dicha velocidad.

A continuación se muestran características específicas del reductor seleccionado, el cual cumple con las exigencias propuestas.

Tabla 17. Características técnicas del reductor.

Reductor: REM110						
i	n1	n2	M2(Nm)	Kw1	RD	sf
7,5	900	120	398	5,5	91,1	1,2
10		90	522	5,5	89,6	1,0
15		60	549	4	86,3	1,0
20		45	531	3	83,5	1,0
25		36	641	3	80,6	0,9
30		30	543	2,2	77,6	1,1
40		22,5	465	1,5	73,1	1,2
50		18	547	1,5	68,8	1,0
60		15	459	1,1	65,6	1,1
80		11,3	377	0,75	59,5	1,1
100	9	450	0,75	56,6	0,9	

Fuente: Catálogo Reductores sinfín corona. Disponible en: <http://www.soltecna.com/doc/es-catalogo-rem-.pdf>

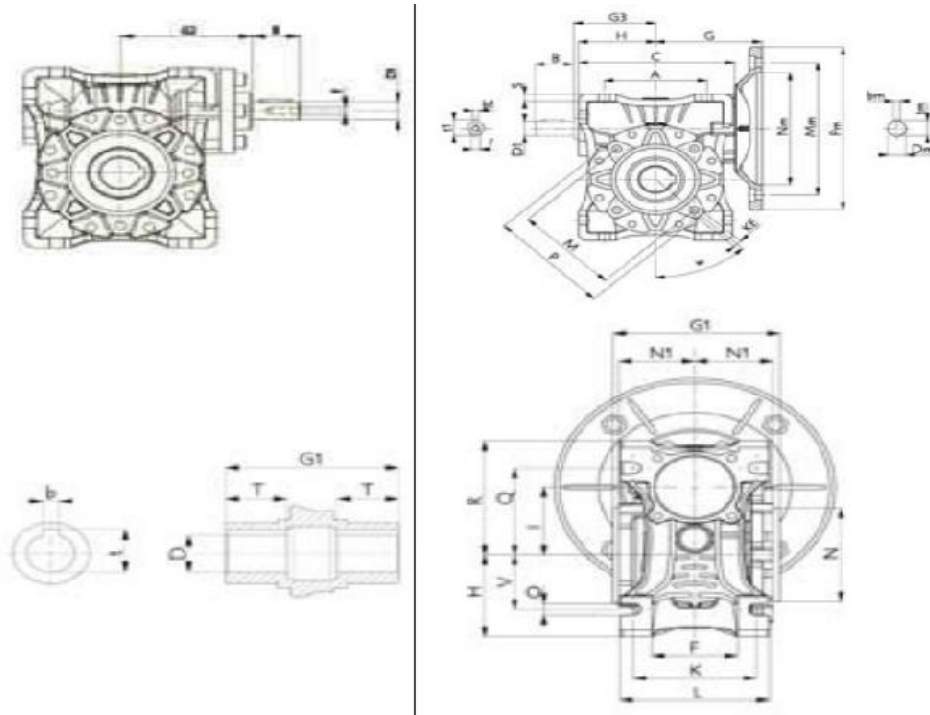
Según la tabla el reductor seleccionado es de referencia REM110, se deben utilizar dos de ellos para cumplir con la velocidad de salida, en el diseño la capacidad de espacio requerida, ya se tenía prevista, debido a que es muy baja, si se utilizase un solo reductor tendría que ser de 1/1500 lo cual presenta una su adquisición complicada.

Tabla 18. Dimensiones del reductor.

Reductor	REM063	REM075	REM090	REM110	
	A	100	120	140	170
C	147,5	174	208	252,5	
G	95	112,5	129,5	160	
H	72	86	103	127,5	
I	63	75	90	110	
K	85	90	100	115	
KE	M8x14 (n°8)	M8x14 (n°8)	M10x18 (n°8)	M10x18 (n°8)	
L	103	113	130	144	
M	95	115	130	165	
N	80 h8	95 h8	110 h8	130 h8	
N1	53	57	67	74	
O	8,5	11	13	14	
P	110	140	160	200	
Q	80	93	102	125	
R	102	119	135	167,5	
S	8	10	11	15	
V	50	60	70	85	
W	45°	45°	45°	45°	
eje salida	T	40	50	60	
	G1	112	120	140	
	D	25 (28) h7	28 (35) h7	35 (38) h7	42 h7
	b	8	8 (10)	10	12
	t	28,3 (31,3)	31,3 (38,3)	38,3 (41,3)	45,3
eje libre	B	40	50	50	60
	D1	19	24	24	28
	G2	90	105	125	142
	G3	75	90	108	135
	b1	6	8	8	8
	t1	21,5	27	27	31
	f	M6	M8	M8	M10
Peso (Kg)	7,8	9	14	35	

Fuente: Catálogo Reductores sinfín corona. Disponible en: <http://www.soltecnica.com/doc/es-catalogo-rem-.pdf>

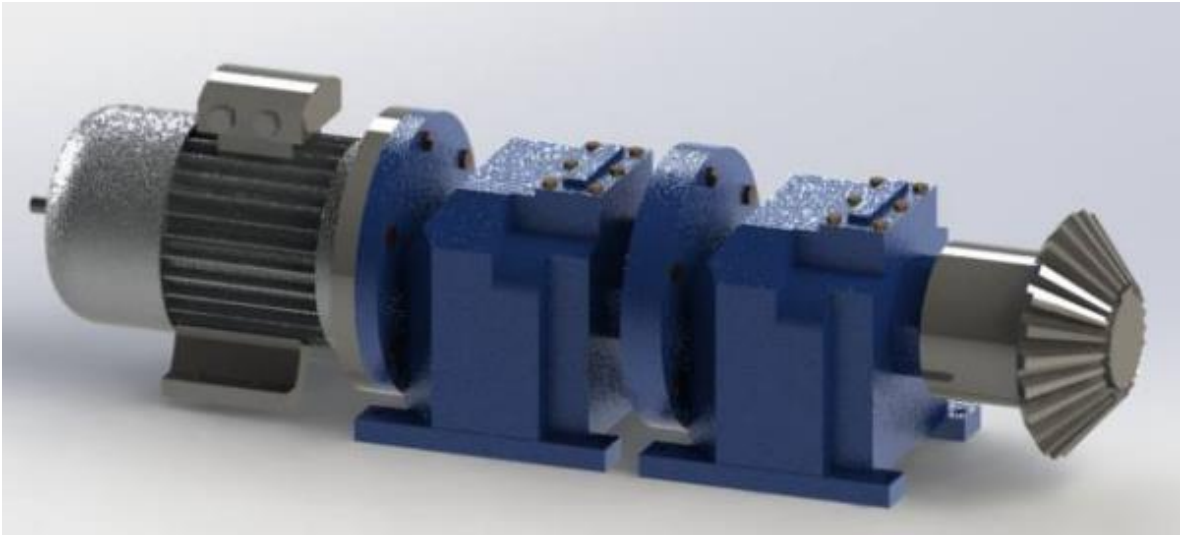
Figura 33. Carcaza estándar del reductor.



Fuente: Catálogo Reductores sinfín corona. Disponible en: <http://www.soltecna.com/doc/es-catalogo-rem-.pdf>

Teniendo ya, tanto el motor como el reductor seleccionado, se procede a plasmar el resultado en el software solidworks para determinar que el espacio propuesto en la maquina inicialmente cumpla con lo requerido.

Figura 34. Sistema moto reductor. Maquina refrentadora de caras planas.



4.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Este sistema consta de tres ejes los cuales transmiten potencia por medio de dos pares de engranajes rectos y un par de engranajes cónicos.

4.3.1 Calculo de potencia en todo el sistema. Se calcula inicialmente la potencia transmitida al primer eje por medio del par de engranajes cónicos con una potencia inicial de fuente motriz de 180 W (0.24 Hp), una eficiencia en los engranajes cónicos y rectos del 90%. Debido a las ganancias de potencia generadas por el reductor, obtenemos finalmente una potencia de 150 W (0.2 Hp) a la salida del moto reductor.

Tabla 19. Potencia general del sistema(a).

Parámetro	Ecuación	Valor
Potencia fuente motriz POT_{FM}	No aplica	$POT_{FM} = 150 \text{ Watts}$
Eficiencia en los engranajes cónicos y rectos n_1	No aplica	$n_1 = 90\%$
Potencia de salida en el engranaje 1 POT_{S1}	$n_1 = \frac{POT_{S1}}{POT_{FM}} \quad (10)$ $POT_{S1} = n_1 * POT_{FM}$ n_1 = Eficiencia en los engranajes conicos POT_{FM} = Potencia en la fuente motriz POT_{S1} = Potencia de salida en el eje 1	$POT_{S1} = 135 \text{ Watts}$

Debido a que el eje número 1 tiene que desplazar la carga de fricción generada por los casquitos deslizantes, y adicional a esto fuerza de corte recae en este eje. Se asumió que el 85% de la potencia saldría por la parte superior del eje mientras que el otro 15% restante saldría por el par de engranajes rectos hacia el eje 2.

Figura 35. Sistema de transmisión de potencia.

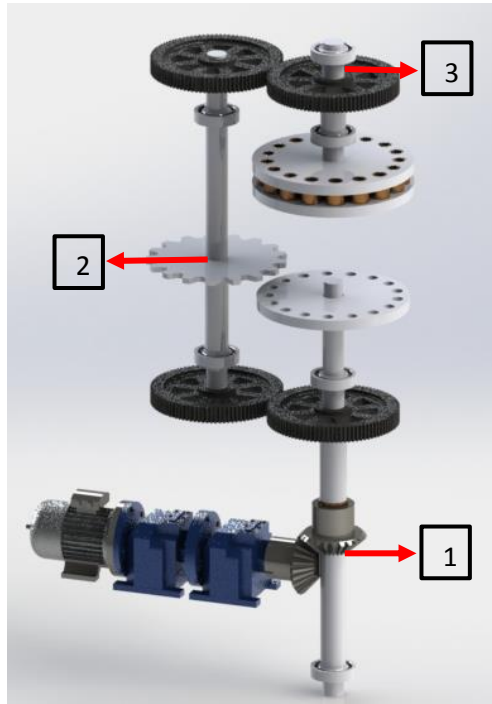


Tabla 20. Potencia general del sistema (b).

Parámetro	Ecuación	Valor
Potencia que transmite el par de engranes rectos inferior $POT_{S15\%}$	$POT_{S15\%} = POT_{S1} * 15\%$ (11) El 15% de la potencia transmitida al eje 1 sale por el par de engranajes rectos inferior	$POT_{S15\%}$ = 20,25 Watts
Potencia transmitida al eje 2 luego de tener en cuenta la eficiencia en los engranajes rectos POT_{S2}	$POT_{S2} = n_1 * POT_{S15\%}$ (12) n_2 = Eficiencia en los engranajes rectos	POT_{S2} = 18,22 Watts
Potencia transmitida al eje 3 POT_{S3}	$POT_{S3} = n_2 * POT_{S2}$ (13)	$POT_{S3} = 16,4$ Watts

Luego de aplicar las respectivas perdidas de potencia tenemos una potencia de salida en el eje 3 de 16,4 Watts, la cual será encargada de mover la rueda superior del sistema de prensado.

4.3.2 Diseño de engranajes. En este ítem se presentan las consideraciones, cálculos, procedimientos a seguir para el cálculo de los engranajes que componen la máquina.

Partiendo de los requerimientos de diseño y los datos de entrada que nos proporciona el motor motriz, junto con los reductores que lo componen, se puede establecer las dimensiones que deben tener, sujetas a las restricciones de espacio, los cuales son verificados a través de los respectivos análisis de esfuerzos y resistencias tanto por compresión, como por flexión, una vez realizadas las consideraciones necesarias, en cuanto a dimensiones, se pueden seleccionar de los distintos elementos y desarrollo mecánico sujetas a ellas.

4.3.2.1 Diseño de engranajes rectos: Este tipo de engranaje es el más dominante en la industria y mejor conocido, en el proyecto se utilizara primordialmente para proporcionar la velocidad que dará lugar al refrentado de la pieza.

Tabla 21. Diseño de engranajes rectos.

Parámetro	Ecuación	Valor
Datos conocidos	b_w = Ancho del engrane ϕ = Angulo de presión D_p = Diametro primitivo del engranaje Asumimos un número de 60 dientes para cada engranaje por la alta precisión necesaria en esta máquina, a mayor número de dientes mayor precisión.	$b_w = 0,0508[m]$ $\phi = 20^\circ$ $D_p = 0,305[m]$ $Z = 80$

Parámetro	Ecuación	Valor
	Z = Numero de dientes Como el par de engranajes son iguales entonces tienen una relación m=1 Todas las unidades en metros	
CALCULOS DIMENSIONALES		
Modulo M	$M = \frac{D_p}{Z} \quad (14)$	$M = 0,3815 \text{ cms}$
Diámetro exterior D_{ext}	$D_{ext} = D_p + 2M \quad (15)$	$D_{ext} = 31,775 \text{ cms}$
Diámetro interior D_i	$D_i = D_p - 2.5 * M \quad (16)$	$D_i = 30,48 \text{ cms}$
Pie de diente P_d	$P_d = 1,25 * M \quad (17)$	$P_d = 0,4843 \text{ cms}$
Altura del diente A_d	$A_d = 2,25 * M \quad (18)$	$A_d = 0,8718 \text{ cms}$
Distancia entre centros D_c	$D_c = \frac{D_p + D_p}{2} \quad (19)$	$D_c = 61 \text{ cms}$
ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y RESISTENCIAS		
Torque par engranajes n°. 1 τ_{E1}	$\tau_{E1} = \frac{POT_{S15\%}}{n_{SISTEMA}} \quad (20)$ Donde $n_{SISTEMA} = 0,0628 \text{ Velocidad angular de sistema en } \frac{rad}{s}$ $\tau_{E1} = M_C \quad (21)$	$\tau_{E1} = 322,45 \text{ N} * m$
Fuerza tangencial en Engranajes rectos F_{TE1}	$F_{TE1} = \frac{\tau_{E1}}{r} \quad (22)$ Donde $r = 0,155 \text{ m. Radio de los engranajes}$	$F_{TE1} = 2080,3 \text{ N}$

Parámetro	Ecuación	Valor
Modulo M	$M = \frac{1}{P_d} \quad (23)$ $P_d = \frac{Z}{D_p} \quad (24)$	$M = 3,87 * 10^{-3}$ $P_d = 258,06$
Resistencia maxima por compresión	Tomado de la página 640 of Machine Elements General Gear Theory, Spur Gears. Para un material liviano y económico como es el hierro fundido. Ver anexo B. Tabla A	$S_C = 870 \text{ Mp}$
Factor de duración		$Z_N = 0,85 \text{ Mp}$
Factor de dureza	$C_H = 1 + A_p * (g_r - 1) \quad (25)$ Teniendo en cuenta que el par de engranajes son completamente iguales entonces $HB_P = HB_G$, por lo tanto $A_p = 0$ porque $\frac{HB_P}{HB_G} < 1,2$ Tomado de la página 644 of Machine Elements General Gear Theory, Spur Gears. Ver anexo B. Tabla B	$C_H = 1$
Factor de servicio	$n_s = 1.3$ Este valor fue tomado del libro de Hernan Rojas pág. 28 para motor eléctrico jaula de ardilla, para máquinas herramientas.	$n_s = 1,3$
Factor de confiabilidad	Tomado de la pagina 643 of Machine Elements General Gear Theory, Spur Gears. El valor escogido es por tener 99% de probabilidad de duración Ver anexo B. Tabla C	$K_R = 1$
Factor de temperatura	Tomado de la pagina 643 of Machine Elements General Gear Theory, Spur Gears. 1 porque este Sistema funcionara a temperature ambiente.	$K_T = 1$
Calculo de Resistencia por compresión	$\delta_c = \frac{S_c \cdot Z_N \cdot C_H}{n_s \cdot K_T \cdot K_R} \quad (26)$ Tomado de la pagina 641 of Machine Elements General Gear Theory.	$\delta_c = 568,8 \text{ Mp}$
Módulo de elasticidad efectivo	$E_p = \frac{2}{\frac{1 - \nu_a^2}{E_a} + \frac{1 - \nu_b^2}{E_b}} \quad (27)$ Donde la razón de Poisson $\nu_a = \nu_b = 0,3$ y $E_a = E_b = 190000$	$E_p = 2,1 * 10^{11}$
Carga adimensional W_p	$W_p = \frac{w_{pp}}{E_p \cdot R_x} \quad (28)$	$W_p = 1,7 * 10^{-5}$ $w_{pp} = 92458$ $W = 5871$ $R_x = 0,02651$

Parámetro	Ecuación	Valor
	$w_{pp} = \frac{W}{b_w} \quad (29)$ $W = \frac{F_t}{\cos(\theta)}$ $\frac{1}{R_x} = \left[\frac{1}{R_p} + \frac{1}{R_g} \right] \cdot \frac{1}{\sin(\theta)} \quad (30)$ <p>Donde</p> <p>$F_t = \text{Fuerza tangencial}$ $\theta = \text{Angulo de presión}$ $R_p = R_g = \frac{d_p}{2} = 0,155 \quad (31)$</p>	
Factor de aplicación K_a	Tomado de tabla 14.8 de la página 649 of Machine Elements General Gear Theory, Spur Gears. Ver anexo B. Tabla D.	$K_a = 1,75$
Factor de tamaño de diente K_s	La AGMA indica que se puede suponer el factor de tamaño como 1 siempre y cuando no sean de dientes grandes o de cara muy ancha.	$K_s=1$
Factor de distribución de carga K_m	$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) \quad (32)$ $C_{mc} = 1$ $C_{pf} = \frac{b_w}{10 \cdot d_p} - 0,0375 + 0,0125 \cdot b_w \quad (33)$ $C_{pm} = 1$ $C_{ma} = A + B \cdot b_{w1} + C \cdot b_{w1}^2 \quad (34)$ <p>Para engranajes cerrados de precisión tenemos:</p> <p>$A = 0,0675$ $B = 5,04 \cdot 10^{-4}$ $C = -1,44 \cdot 10^{-7}$</p>	$K_m = 1,082$ $C_{pf} = 0,017$ $C_{ma} = 0,099$

Parámetro	Ecuación	Valor
	$C_e = 1$ Donde: $C_{mc} = \text{Factor de corrección Ver anexo B. E.}$ $C_{pf} = \text{Factor de proporción de la rueda. Ver anexo B.F.}$ $C_{ma} = \text{Factor por alineamiento del engranaje. Ver Anexo B. G}$	
Factor dinámico K_v	$K_v = \left[\frac{A_1 + C_1 \cdot V_t^{(1/2)}}{A_1} \right]^{B_1} \quad (35)$ $A_1 = 50 + 56 \cdot (1 - B_1)$ $B_1 = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{0,667}$ $C_1 = 200^{(1/2)}$ $Q_v = 5$ $V_t = 5,74 \cdot 10^{-3}$ Donde $Q_v = 5 - 11$. Ver anexo B. Ver tabla H. $V_t = \text{Velocidad tangencial en el engranaje}$	$K_v = 1,018$
Calculo de esfuerzo por compresión	$\sigma_c = E_p \cdot \left[\frac{W_p}{2 \cdot \pi} \cdot K_a \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v \right]^{(1/2)} \quad (36)$	$\sigma_c = 530 \text{ Mp}$
Resistencia máxima por flexión S_t	Tomado de la pagina 640 of Machine Elements General Gear Theory, Spur Gears. Para un material liviano y económico como es el hierro fundido. Ver anexo B. A	$S_t = 305 \text{ Mpa}$
Factor de resistencia flexionante	Asumiendo $9 \cdot 10^8$ ciclos. Tomado de la pagina 642 of Machine Elements General Gear Theory, Spur Gears. Ver anexo B.I.	$Y_n = 0,9$

Parámetro	Ecuación	Valor
por ciclos de esfuerzo Y_n		
Factor de temperatura K_t	Todo el sistema funcionará a temperatura ambiente	$K_t = 1$
Factor de confiabilidad K_r	Asumimos un 99% de confiabilidad, pag 643 642 of Machine Elements General Gear Theory.	$K_r = 1$
Calculo de resistencia por flexión	$\delta_f = \frac{s_t \cdot y_n}{n_s \cdot k_t \cdot k_r} \quad (37)$	$\delta_f = 211 \text{ Mp}$
Factor de carga en el punto medio del diente Y_i	Factor de carga en el punto medio del diente Tomado de grafica 14,3 en la página 648 of Machine Elements General Gear Theory, Spur Gears. Ver anexo B. J.	$Y_i = 0,3$
Factor de rueda loca K_i	Tomamos 1 por no tener rueda loca	$K_i = 1$
Factor de rueda K_b	No aplica	K_b
Calculo de esfuerzo a la flexión σ_f	$\sigma_f = \frac{f_t \cdot k_a \cdot k_s \cdot k_m \cdot k_v \cdot k_i \cdot k_b}{M \cdot y_i \cdot b_w} \quad (38)$	$\sigma_f = 178 \text{ Mp}$

Según los resultados obtenidos descritos anteriormente, y con los parámetros especificados, se puede realizar una selección objetiva de los engranajes rectos que están acoplados a la máquina. En general son 4 engranajes iguales

articulados al diseño en el que varían únicamente en el barreno, el cual no afecta en lo más mínimo en los cálculos de diseño.

Comparando valores de resistencia y esfuerzos tanto de compresión como flexión tenemos los siguientes resultados:

$$\delta_c = 569 \text{ Mp} \quad (\text{Ver ecuación 26})$$

$$\sigma_c = 530 \text{ Mp} \quad (\text{Ver ecuación 36})$$

$$\delta_f = 211 \text{ Mp} \quad (\text{Ver ecuación 37})$$

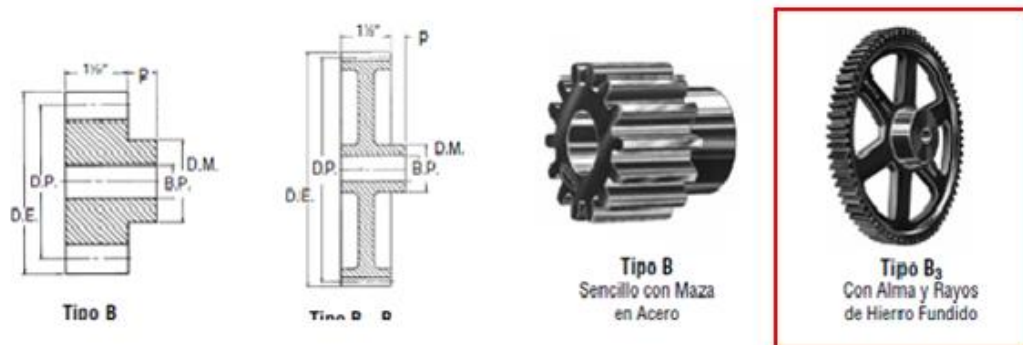
$$\sigma_f = 178 \text{ Mp} \quad (\text{Ver ecuación 39})$$

Luego de hacer varias iteraciones, se logró obtener el material más óptimo para el diseño de los respectivos engranajes, Podemos observar que la resistencia es mayor que el esfuerzo tanto para el análisis por compresión como por flexión, por lo tanto el ancho b_w asumido es correcto en cada uno de los análisis.

- **Selección del engranaje recto**

La selección de los engranajes rectos se lleva a cabo mediante el catalogo Martin que consta de gran variedad e engranajes.

Figura 36. Selección engranaje recto.



Fuente. Catalogo Martin.

Tabla 22. Dimensiones del engranaje recto.

Hierro Fundido

Número de Dientes	Número de Parte	Angulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Paso	Exterior		Piloto	Máx. *	Diámetro	Proy.	
52	TC852	20	6.500	6.750	B	1	1%	3	1	11.9
56	TC856	20	7.000	7.250	B	1	1%	3	1	13.0
60	TC860	20	7.500	7.750	B ₂	1	1%	3	1	12.0
64	TC864	20	8.000	8.250	B ₃	1	1%	3	1	12.1
72	TC872	20	9.000	9.250	B ₃	1	2%	3%	1	14.4
80	TC880	20	10.000	10.250	B ₃	1%	2%	3%	1%	17.0
88	TC888	20	11.000	11.250	B ₃	1%	2%	3%	1%	19.0
96	TC896	20	12.000	12.250	B ₃	1%	2%	3%	1%	23.7
112	TC8112	20	14.000	14.250	B ₃	1%	2%	3%	1%	25.0
120	TC8120	20	15.000	15.250	B ₃	1%	2%	3%	1%	25.8
128	TC8128	20	16.000	16.250	B ₃	1%	2%	3%	1%	28.0
144	TC8144	20	18.000	18.250	B ₃	1%	2%	3%	1%	32.0
160	TC8160	20	20.000	20.250	B ₃	1%	2%	3%	1%	34.8

Fuente. Catalogo Martin

4.3.2.2 Diseño de engranajes cónicos: Este tipo de engranajes se utiliza generalmente cuando se quiere transmitir movimiento entre dos ejes que se cortan, como en caso de la maquina en estudio.

Tabla 23. Diseño de los engranajes cónicos.

Parámetro	Ecuación	Valor
Se asumieron algunos datos iniciales para el diseño de los engranajes cónicos:	$z =$ Numero de dientes $m =$ Relación entre los engranajes $D_p =$ Diámetro de paso $\emptyset =$ Angulo de presión $\gamma =$ Angulo del cono de paso	$z = 27$ $m = 1$ $D_p = 15 \text{ cm}$ $\emptyset = 20^\circ$ $\gamma = 45$
Paso diametral P_d	$P_d = \frac{z}{D_p}$ (39)	$P_d = 1,8$
Modulo M	$M = \frac{1}{P_d}$ (40)	$M = 0,555$
Distancia exterior en el cono	$A_0 = 0,5 * \frac{D_p}{\sin \gamma}$ (41)	$A_0 = 10,6 \text{ cms}$

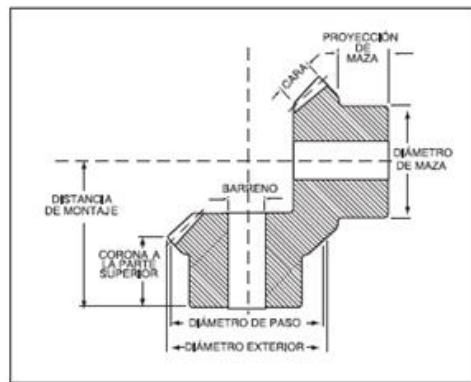
Parámetro	Ecuación	Valor
A_0		
Ancho nominal de cara F_{nom}	$F_{nom} = 0,3 * A_0$ (42)	$F_{nom} = 3,18 \text{ cms}$
Ancho máximo de cara F_{max}	$F_{max} = \frac{A_0}{3}$ Donde F es el valor promedio entre el ancho nominal y el ancho máximo de cara	$F_{max} = 3,53 \text{ cms}$ $F = 3,3 \text{ cms}$
Distancia media del cono A_m	$A_m = A_0 - 0,5 * F$ (43)	$A_m = 8,95$
Factor medio addendum C_1	$c_1 = 0,21 + \frac{0,29}{m^2}$ (44)	$C_1 = 0,5$
Profundidad de trabajo media h	$h = \frac{2}{P_d} \cdot \frac{A_m}{A_0}$ (45)	$h = 1,017$
Holgura c	$c = 0,125 \cdot h$ (46)	$C = 0,127$
Profundidad total media h_m	$h_m = h + c$ (47)	$h_m = 1,056$
Addendum medio a	$a = c_1 \cdot h$ (48)	$a = 0,4691$
Dedendum medio b	$b = h_m - a$ (49)	$b = 0,5864$
Angulo dedendum δ	$\delta = \arctan \left[\frac{b}{4,222} \right]$ (50)	$\delta = 7,9$
Addendum exterior a_{ex}	$a_{ex} = a + 0,5 \cdot F \cdot \tan(\delta)$ (51)	$a_{ex} = 0,6983$
Diámetro exterior del engrane D_o	$D_o = D_p + 2 \cdot a_{ex} \cdot \cos(\gamma)$ (52)	$D_o = 16 \text{ cms}$
Velocidad angular del sistema W	Luego de hacer una serie de mediadas se concluyo que la velocidad angular optima deberia ser 0,5 rpm $n_{conico} = \frac{w \cdot 2 \cdot \pi}{60}$ (53)	$w = 0,6 \text{ rpm}$ $n_{sistema} = 0,0628 \frac{rad}{s}$

Parámetro	Ecuación	Valor
	<p>Donde</p> $n_{Sistema} = \text{Velocidad angular en } \frac{rad}{s}$	
<p>Torque en el engranaje cónico</p> τ	$\tau_{conico} = \frac{POT_{FM}}{n_{Sistema}} \quad (54)$ <p>Donde:</p> <p>La potencia de fuente motriz es</p> $POT_{FM} = 150 \text{ Watts}$	$\tau_{conico} = 2387 \text{ N} \cdot \text{m}$
<p>Radio medio</p> r_m	$r_m = \frac{D_p}{2} - \frac{F}{2} \cdot \sin(\gamma) \quad (55)$	$r_m = 6,33 \text{ cms}$
<p>Fuerza tangencial en el engranaje cónico</p> F_{TEC}	$F_{TEC} = \frac{\tau_{conico}}{r_m} \quad (56)$	$F_{TEC} = 37695 \text{ N}$
<p>Fuerza radial en el engranaje cónico</p> F_r	$F_r = F_t \cdot \tan(\phi) \cdot \cos(\gamma) \quad (57)$	$F_r = 9701 \text{ N}$
<p>Fuerza axial en el engranaje cónico</p> F_a	$F_a = F_t \cdot \tan(\phi) \cdot \sin(\gamma) \quad (58)$	$F_a = 9701 \text{ N}$
<p>Momentos</p>	$M_B = 2387 \text{ N} \cdot \text{m}$ <p>Donde:</p> <p>$M_B = \tau_{conico}$ es el momento producido por la fuerza tangencial en el engranaje cónico</p> $M_{ZB} = F_a \cdot r_m \quad (59)$ <p>M_{ZB} es el momento producido por la fuerza axial en el engranaje cónico</p>	$M_B = 2387 \text{ N} \cdot \text{m}$ $M_{ZB} = 614 \text{ N} \cdot \text{m}$

- **Selección del engranaje cónico**

Gracias a los datos arrojados en el diseño del engranaje cónico con relación 1:1 y determinando la importancia de este, debido a los esfuerzos que debe estar sometido en las largas jornadas de uso, proporcionando seguridad y linealidad en la máquina, es posible hacer una selección certera por medio del catálogo Martin.

Figura 37. Selección de engranajes cónicos.



Materia: Acero. Dientes endurecidos

Fuente. Catalogo Martin

Tabla 24. Dimensiones del engranajes cónicos.

Acero – Barreno Piloto – Dientes no Endurecidos

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro		Cara (Pulg.)	Barreno (Pulg.)		Montaje (Pulg.)	Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
		Paso	Exterior		Diámetro	Largo		Diámetro	Proy. (lb)	
Paso 4										
24	M424	6.00	6.36	1.33	1½	3¾	5½	4	1¾	14.4
24	M424A	6.00	6.36	1.33	1½	3¾	5½	4	1¾	13.7
28	M428	7.00	7.36	1.43	2	3¾	6	5	1¾	21.1
Paso 5										
25	M525	5.00	5.29	1.10	1½	3	4¾	3½	1¾	8.5
25	M525A	5.00	5.29	1.10	1½	3	4¾	3½	1¾	8.3
25	M525B	5.00	5.29	1.10	1½	3	4¾	3½	1¾	7.8
Paso 6										
24	M624	4.00	4.24	.86	1½	2¾	3¾	3	1¾	4.4
24	M624A	4.00	4.24	.86	1½	2¾	3¾	3	1¾	4.3
27	M627	4.50	4.74	.96	1½	2¾	4¾	3¾	1¾	6.3
27	M627A	4.50	4.74	.96	1½	2¾	4¾	3¾	1¾	5.9

Fuente. Catalogo Martin.

4.3.3 Diseño de ejes. Una de los elementos de más cuidado al momento de diseñar una máquina son los ejes, ya que de estos depende el óptimo desempeño de todo el sistema. Sirven como soporte de todos los elementos mecánicos como poleas, engranajes, rodamientos, entre otros. Los ejes generalmente están sometidos a torsión, flexión, carga axial y fuerzas cortantes, al menos una de estas cargas es variable, por lo tanto se debe tener un estricto seguimiento en los cálculos.

Por lo general los ejes son cilíndricos escalonados, para hacer que todos los elementos que se montan sobre los mismos queden completamente rígidos y además para transmitir carga axial, los elementos que se usaran para sujetar los engranes y otros componentes serán cuñas o chavetas.

Para el cálculo de los ejes se tomó como referencia el Diseño de elementos de máquinas por medio de la teoría de vonn misses.

Tabla 25. Fuerzas conocidas aplicadas al eje 1.

Parámetro	Ecuación	Valor
Datos conocidos	1- En el engranaje cónico en el punto B	$F_{TEC} = 37695 N$
	➤ $F_{TEC} = \text{Fuerza tangencial}$	$F_{REC} = 9701N$
	➤ $F_{REC} = \text{Fuerza radial}$	$F_{AEC} = 9701N$
	➤ $F_{AEC} = \text{Fuerza axial}$	$M_B = 2387 N * m$
	➤ $M_B = \text{Momento producido por la fuerza tangencial}$	$M_{ZB} = 614 N * m$
	➤ $M_{ZB} = \text{Momento producido por la fuerza axial}$	
	2- En el engranaje recto en el punto C	
	➤ $\tau_{E1} = \text{Torque de engranaje recto}$	M_C
	➤ $F_{TE1} =$ <i>Fuerza tangencial en engranaje recto</i>	$= 322,45 N * m$
	➤ $F_{RE1} = F_t \tan(\theta)$ Fuerza radial en B	$F_{TE1} = 2080,3 N$
	$F_{RE1} = 757,16 N$	
	$M_C = \tau_{E1}$	

Parámetro	Ecuación	Valor
	<p>3. En la rueda guía en el punto E</p> <p>➤ La potencia que sale por F está dada por:</p> <p>POT_E</p> $\mathbf{M}_E = \frac{POT_F}{n_{sistema}} \quad (60)$ <p>F_{TE} = $\frac{M_F}{r_{RF}}$ (61)</p> $\mathbf{r}_{RE1} = \mathbf{r}_{RE}$ <p>➤ Como la fuerza tangencia está a 45° entre el plano xy y yz hallamos las componentes sobre cada plano así:</p> $\mathbf{F}_{EX} = \mathbf{F}_{EZ} = \mathbf{F}_{TE} * \mathbf{Cos}(45) \quad (62)$	<p>POT_E = 114,75 Watts</p> <p>M_E = 1827,23 N * m</p> <p>F_{TE} = 11788,6 N</p> <p>F_{EX} = 8335,8 N</p>

Figura 38. Esquema eje 1.

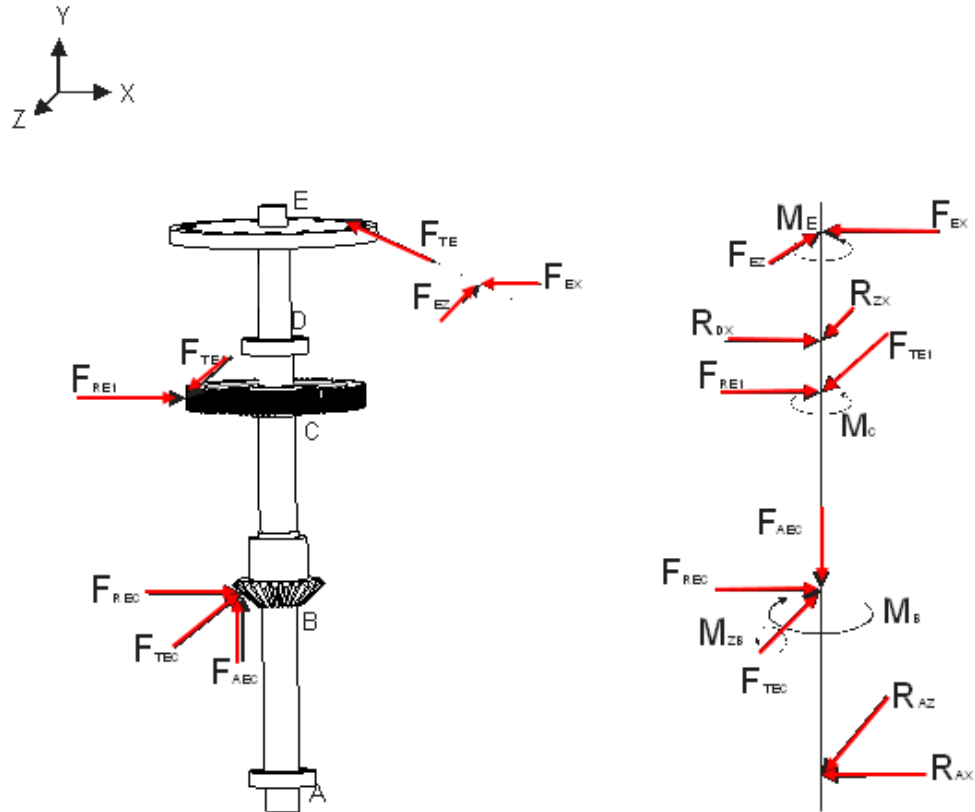


Tabla 26. Reacciones en rodamientos y diagramas del eje 1.

Plano x-y	DIAGRAMA
$\sum M_A = 614$ $614 = F_{EX} \cdot 0,938 - R_{DX} \cdot 0,75 - F_{REI} \cdot 0,65 - F_{REC} \cdot 0,35$ $R_{DX} = 4423N$	<p>El diagrama de software muestra el eje con reacciones R_{AX}, F_{REC}, F_{REI}, R_{DX}, F_{EX} y momentos M_B. El diagrama de carga muestra una carga de 6.545,66 N en B y -3.912,50 N en D. El diagrama de fuerza cortante muestra valores de 2.290,90 N y 2.904,68 N. El diagrama de momento muestra valores de 2.290,90 N·m y 1.958,38 N·m.</p>

Plano x-y	DIAGRAMA
$\sum F_x = 0$ $0 = R_{AX} - F_{REc} - F_{RE1} - R_{DX} + F_{EX}$ $R_{AX} = 6546 \text{ N}$	
Plano z-y	DIAGRAMA
$\sum M_A = 0$ $0 = -F_{EZ} \cdot 0,938 + R_{DZ} \cdot 0,75 + F_{TE1} \cdot 0,65 - F_{TEc} \cdot 0,35$ $R_{DZ} = 26213 \text{ N}$	
$\sum F_z = 0$ $0 = R_{AZ} - F_{TEc} + F_{TE1} + R_{DZ} - F_{EZ}$ $R_{AZ} = 17737 \text{ N}$	

Conociendo los momentos flectores en cada sección, se procede a calcular el diámetro del eje, tomando en cuenta el pico de criticidad el cual se presenta en punto B.

4.3.3.1 Estudio del eje 1: Para el estudio de este eje, se selecciona el material, y se cargan sus respectivas propiedades para aplicar al modelo, se realiza una malla adecuada, y se procede a realizar el estudio, para realizar el estudio de la malla se utiliza Solid Works versión 2015.

Tabla 28. Condiciones del estudio del eje 1.

PROPIEDADES DEL MATERIAL	NOMBRE :ACERO AISI 4340 Modelo: Isotrópico elástico lineal Dureza: 217 HB Esfuerzo a la fluencia: 882,5 Mpa Esfuerzo Tracción :1177 Mpa
DETALLES DE MALLA	Análisis de mallas para un total 6425 nodos.

Figura 39. Mallas y ubicación de fuerzas en el eje 1.

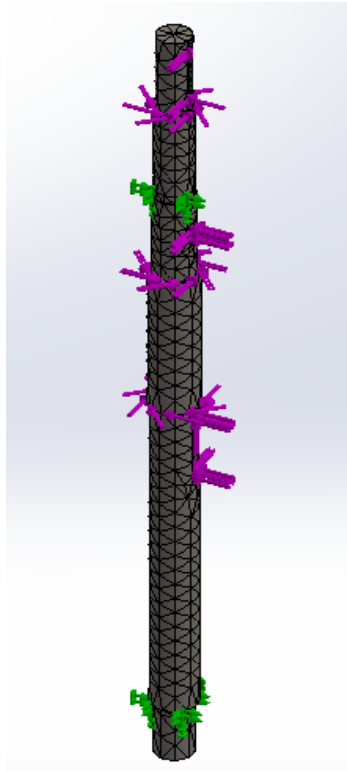
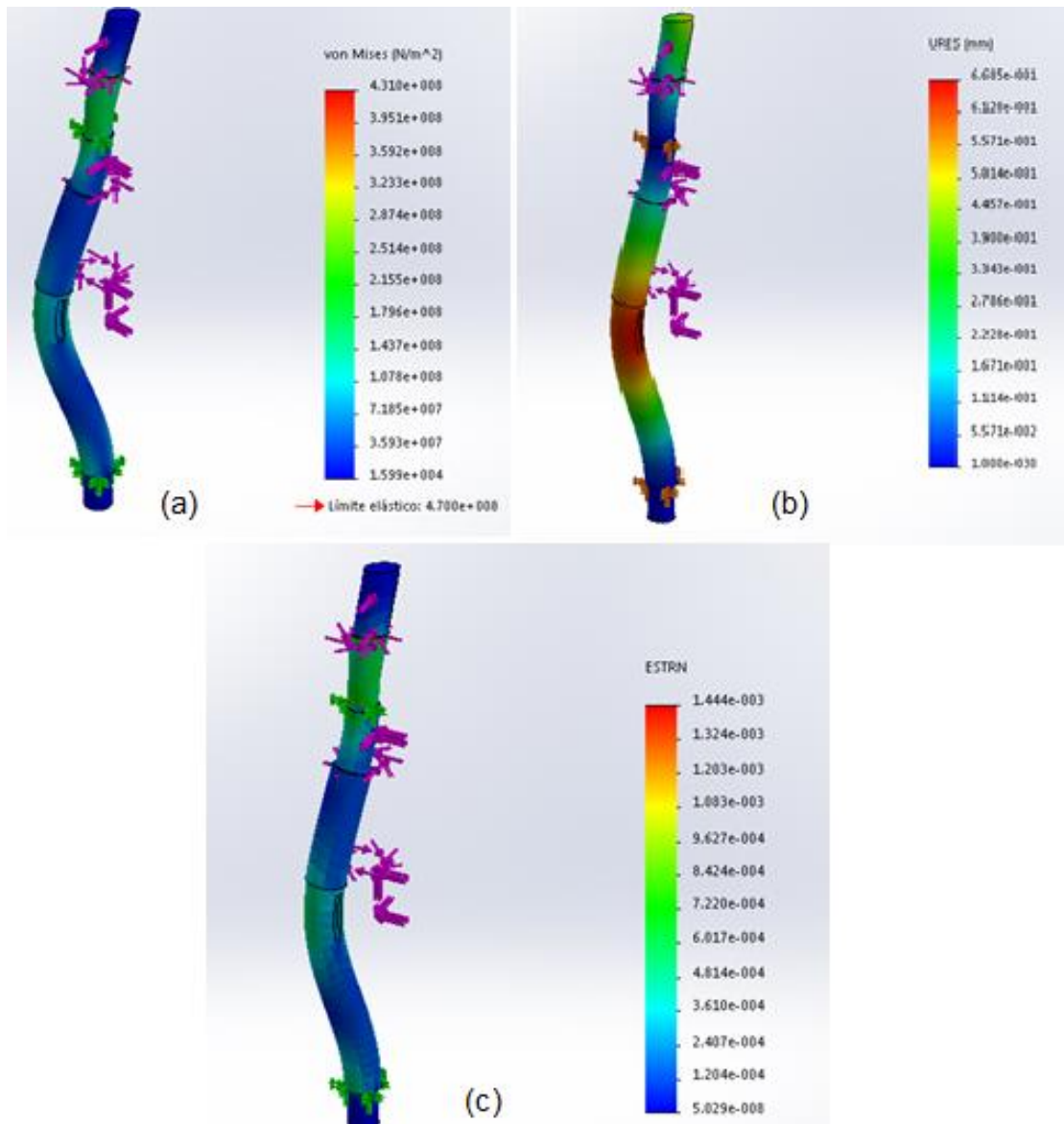


Figura 40. a) tensiones. b) desplazamiento. c) Deformación unitaria.



Se obtuvo una deformación máxima de 0,66 mm que es muy pequeña y no le hace daño al eje.

Tabla 29. Fuerzas conocidas aplicadas a la eje 2

Parámetro	Ecuación	Valor
Datos conocidos	1- En el engranaje recto 2 en el punto A	
	<ul style="list-style-type: none"> ➤ $\tau_{E1} = \text{Torque de engranaje recto}$ ➤ $F_{TE2} = F_{TE1} =$ <i>Fuerza tangencial en engranaje recto</i> ➤ $F_{RE2} = F_{RE1} = F_t \tan(\phi)$ Fuerza radial en A 	$M_A = 322,45 \text{ N} * m$ $F_{TE2} = 2080,3 \text{ N}$ $F_{RE2} = 757,16 \text{ N}$
	$M_A = \tau_{E1}$	$F_c = 100 \text{ Nw}$ $M_c = 15,5 \text{ N} * m$
	2-En el engrane transportador de piezas en el punto C	
	<p>Como en este punto el único trabajo es transportar piezas la fuerza tangencial que debe hacer es mínima por lo tanto asumimos la fuerza tangencial F_c</p> <p>Asumiendo que esta fuerza tiene resultantes en los planos xy y zy de igual valor tenemos:</p>	$F_{cx} = 70,7 \text{ N}$
	$F_{cx} = F_{cz}$	POT_{s2} $= 18,22 \text{ Watts}$
	3- En el engrane recto 3 en el punto E	
	<ul style="list-style-type: none"> ➤ $POT_{s2} =$ <i>Potencia que transmite este engranaje</i> ➤ $\tau_{E3} = \frac{POT_{s2}}{n_{Sistema}}$ Torque en el engrane recto 3 (63) ➤ $F_{TE3} = \frac{\tau_{E3}}{r}$ (64) ➤ $F_{RE3} = F_{TE3} \tan(\phi)$ Fuerza radial en engranaje recto 3 (65) 	$\tau_{E3} = 290,13 \text{ N} * m$ $F_{TE3} = 1871,8 \text{ Nw}$ $F_{RE3} = 681,27 \text{ Nw}$ $W=680 \text{ [N]}$
	4- W. Fuerza generada por el peso de los engranajes y del eje	

Figura 41. Esquema eje 2.

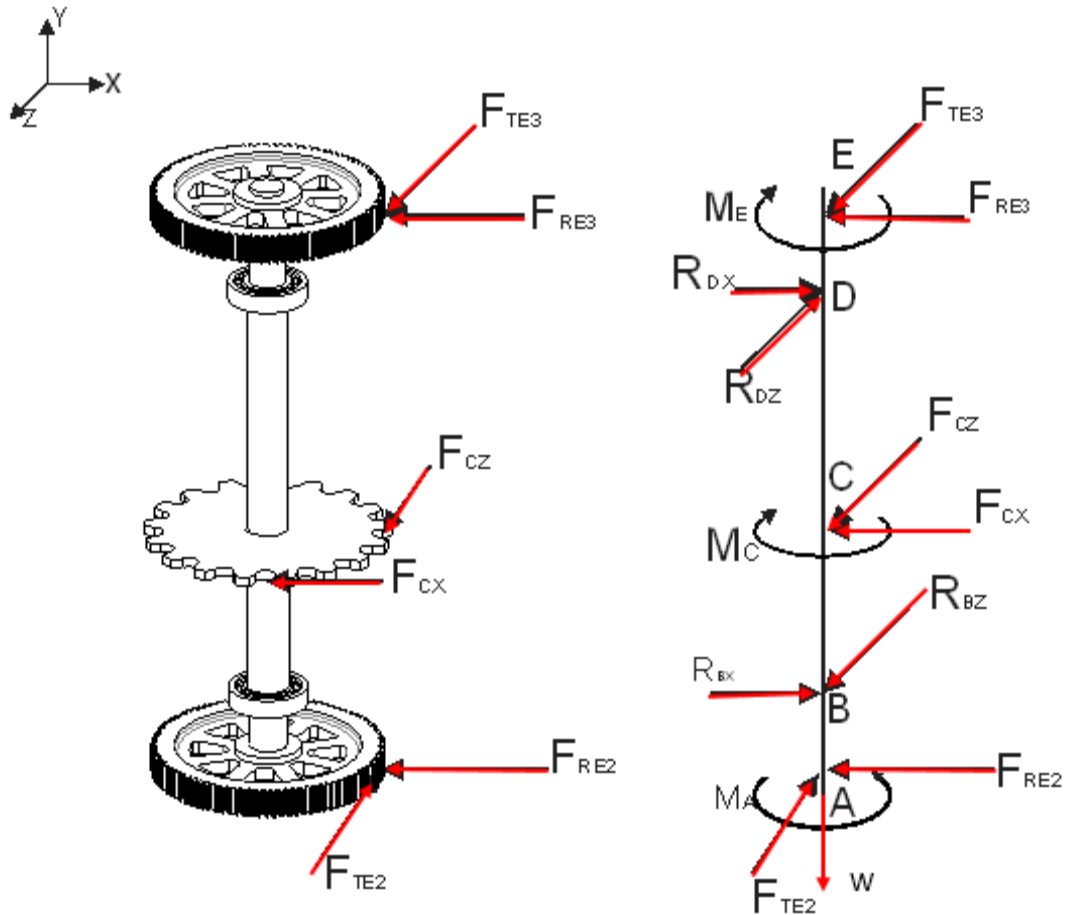
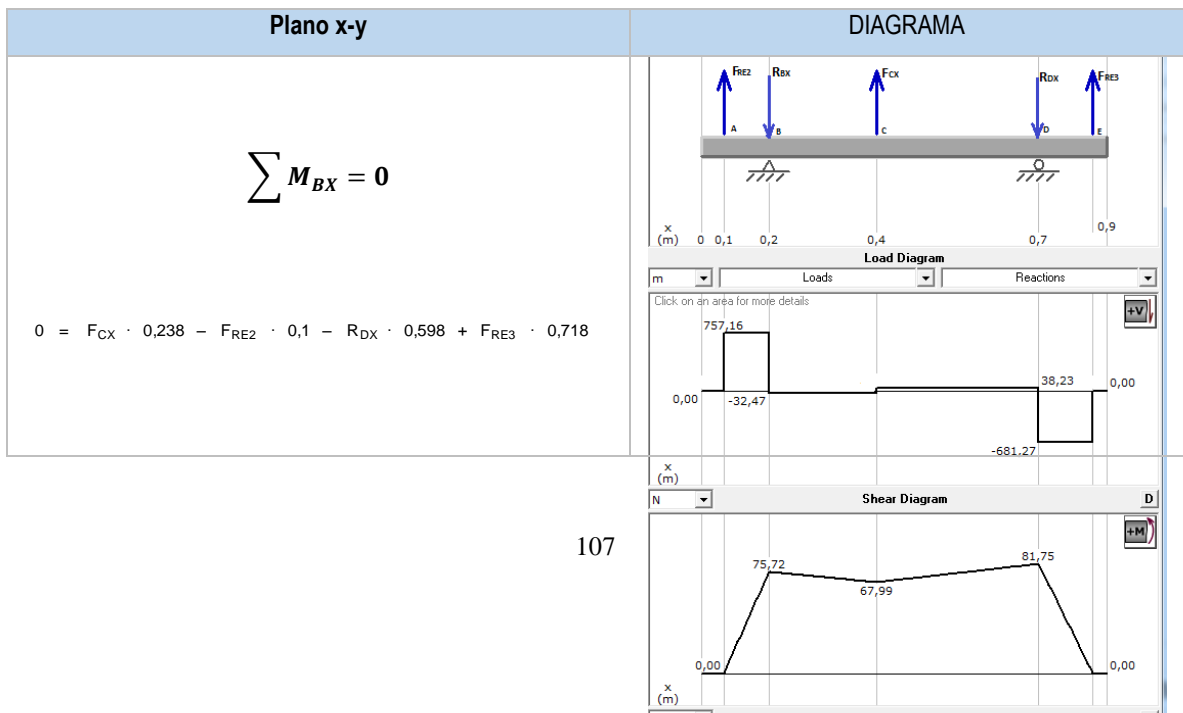


Tabla 30. Diagramas y reacciones del eje 2.



Plano x-y	DIAGRAMA
$R_{DX} = 719,5 \text{ N}$	
$\sum F_x = 0$ $0 = -F_{RE2} + R_{BX} - F_{CX} + R_{DX} - F_{RE3}$ $R_{BX} = 789,6 \text{ N}$	
Plano z-y	DIAGRAMA
$\sum M_B = 0$ $0 = F_{CZ} \cdot 0,238 - F_{TE2} \cdot 0,1 - R_{DZ} \cdot 0,598 + F_{TE3} \cdot 0,718$ $R_{DZ} = 2623 \text{ N}$	
$\sum F_z = 0$ $0 = -F_{TE2} + R_{BZ} + F_{CZ} - R_{DZ} + F_{TE3}$ $R_{BZ} = 2761 \text{ N}$	

Como la sección más crítica es el punto D, hacemos el análisis en este punto tomando como los siguientes datos para el cálculo del diámetro del eje.

Tabla 31. Calculo del diámetro eje 2.

Datos de entrada	Datos de salida
<p>momento flector maximo en el punto D en el plano xy</p> $M_{Bx} = 81,75 N$	
<p>momento flector maximo en el punto D en el plano zy</p> $M_{Bz} = 224,62 N$	Momento flector maximo resulta punto B en el plano xy
<p>Esfuerzo a la fluencia del acero al carbono AISI 1020. Fuente:</p> $\delta_y = 350 Mp$	$M = 239 N$
<p>Esfuerzo ultimo del acero al carbono AISI 1020. Fuente: www</p> $\delta_u = 420 Mp$	Diámetro mínimo requerido
<p>Momento torsor máximo</p> $M_A = 322,45 N * m$	$d = 3,4 cms$

Debido a que este eje no estará sometido a fuerzas muy grandes, se utilizó un material menos resistente que el del eje 1 y aun así como resultado se obtuvo un eje de diámetro mínimo de 3,4 cms, si se acoplara este eje la máquina funcionaría correctamente, pero por razones de dimensionamiento y diseño se utiliza un diámetro mucho mayor que el requerido, aplicando un factor de seguridad de 1.5 obtenemos:

$$D_{e_1} = 1.5 * d$$

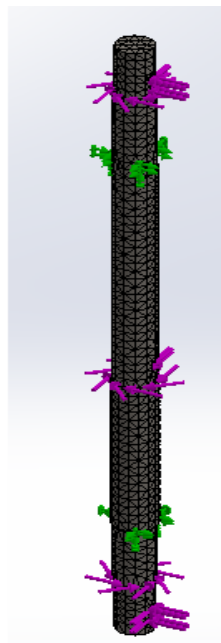
$$D_{e_1} = 5.1$$

4.3.3.2 Estudio del eje 2: Se hace el mismo procedimiento que se hizo en e estudio del eje 1 del análisis CAE.

Tabla 32. Condiciones del estudio del eje 2.

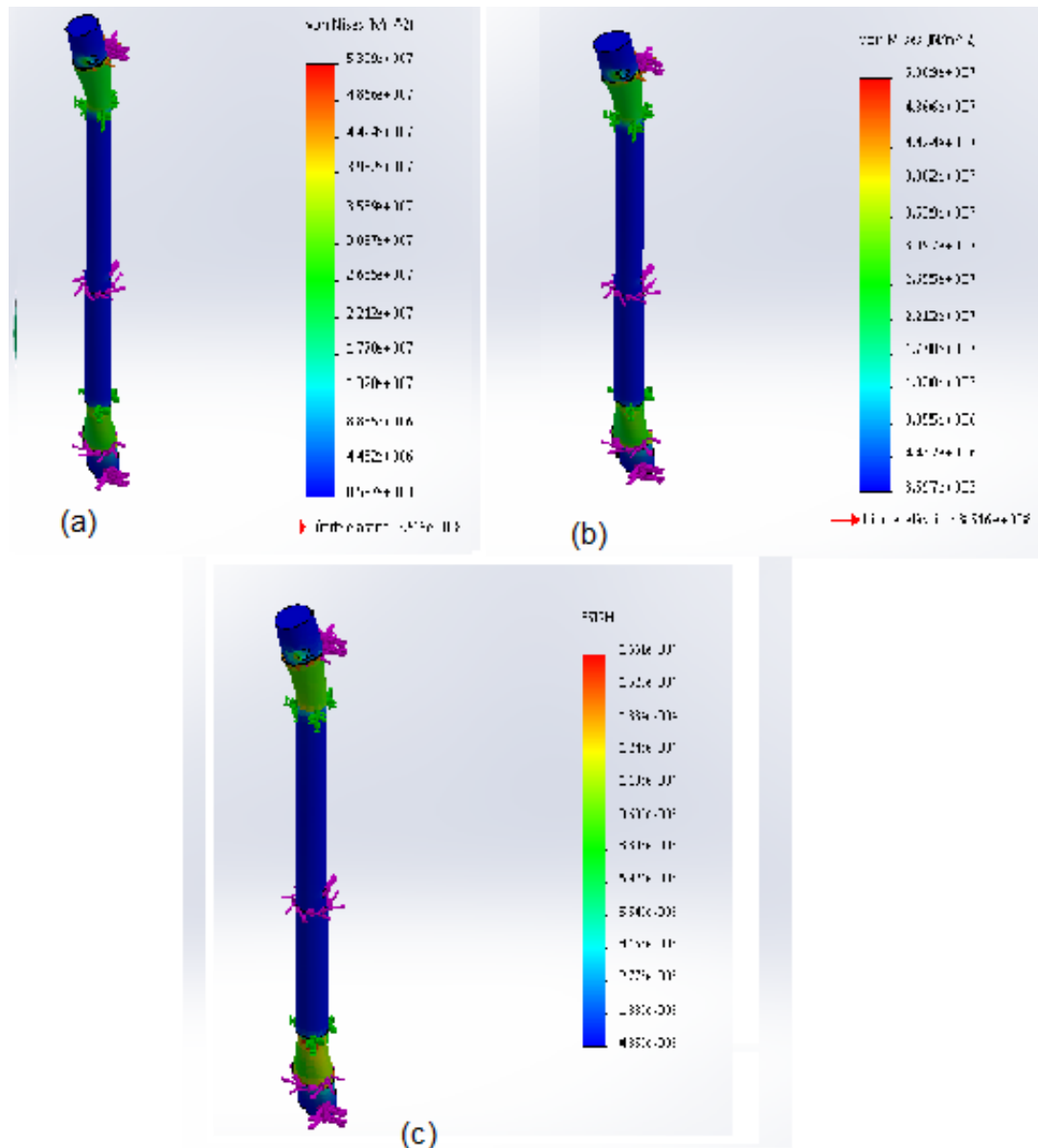
PROPIEDADES DEL MATERIAL	Nombre: Acero AISI 1020 Modelo: isotrópico elástico lineal Dureza: 111 HB Esfuerzo a la fluencia 205 Mpa Esfuerzo máximo 380 Mpa Módulo de elasticidad 205 Mpa Densidad: $7,87 \text{gr/cm}^3$
DETALLES DE LA MALLA	Análisis de mallas para un total 13868 nodos

Figura 42 . Malla y ubicación de las cargas del eje 2.



Al ejecutar programa, se obtuvo un factor de seguridad de 1, este valor obtenido cumple con los cálculos anteriormente hallados a este diseño, dando como resultado un factor de seguridad similar.

Figura 43. (a) Tensiones, (b) desplazamiento, (c) deformación unitaria.



Se obtuvo una deformación máxima de 0,0577 mm que es muy pequeña y no le hace daño al eje.

Diseño del eje 3

Tabla 33. Fuerzas conocidas aplicadas al eje 3.

Datos	Valor
Datos conocidos	
1- En la rueda guía superior en el punto A	$POT_{S3} = 16,4 \text{ Watts}$
➤ POT_{S3} Potencia transmitida al eje 3	$\tau_A = 261,15 \text{ N} * m$
➤ $\tau_A = \frac{POT_{S3}}{n_{Sistema}}$ Torque en rueda guia superior (66)	$F_{TA} = 1684,84$
➤ $F_{TA} = \frac{\tau_A}{r}$ Fuerza tangencial en la rueda A (67)	$F_{TAX} = 1191,4$
➤ $F_{TAX} = F_{TAZ} = F_{TA} * \text{Cos}(45)$ Fuerza resultante (68)	$F_{ARX} = 5000 \text{ Nw}$
➤ $F_{ARX} = F_{ARZ} = \text{Suponemos una fuerza resultante axial en cada uno de los planos}$ producida por los resortes comprimidos	$M_{ZA} = 775$
➤ $M_{ZA} = M_{XA} = F_{ARX} * r$ Momento producido por la fuerza axial (69)	
2- En el engrane recto 4 en el punto D	$\tau_{E4} = 290,13 \text{ N} * m$
➤ $\tau_{E4} = \tau_{E3} = \frac{POT_{S2}}{n_{Sistema}}$ Torque en el engrane recto 4 (70)	$F_{TE4} = 1871,8 \text{ Nw}$
➤ $F_{TE4} = F_{TE3} = \frac{\tau_{E4}}{r}$ (71)	$F_{RE4} = 681,27 \text{ Nw}$

Datos	Valor
<ul style="list-style-type: none"> ➤ $F_{RE4} = F_{TE4} \tan(\vartheta)$ Fuerza radial en engranaje recto 3 (72) ➤ W. Peso dado por el eje y las diversas piezas de trasmisión 	$w = 490.5 [N]$

Figura 44. Esquema eje 3.

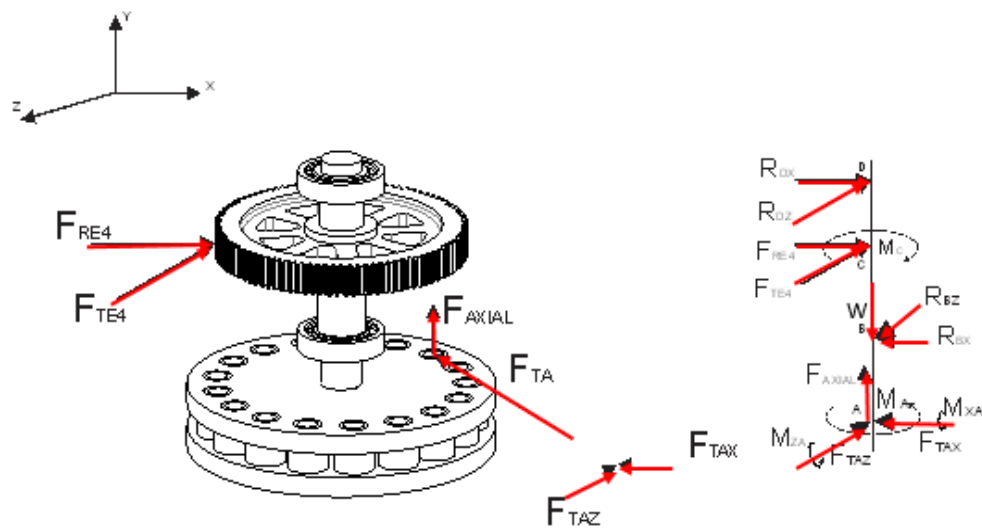
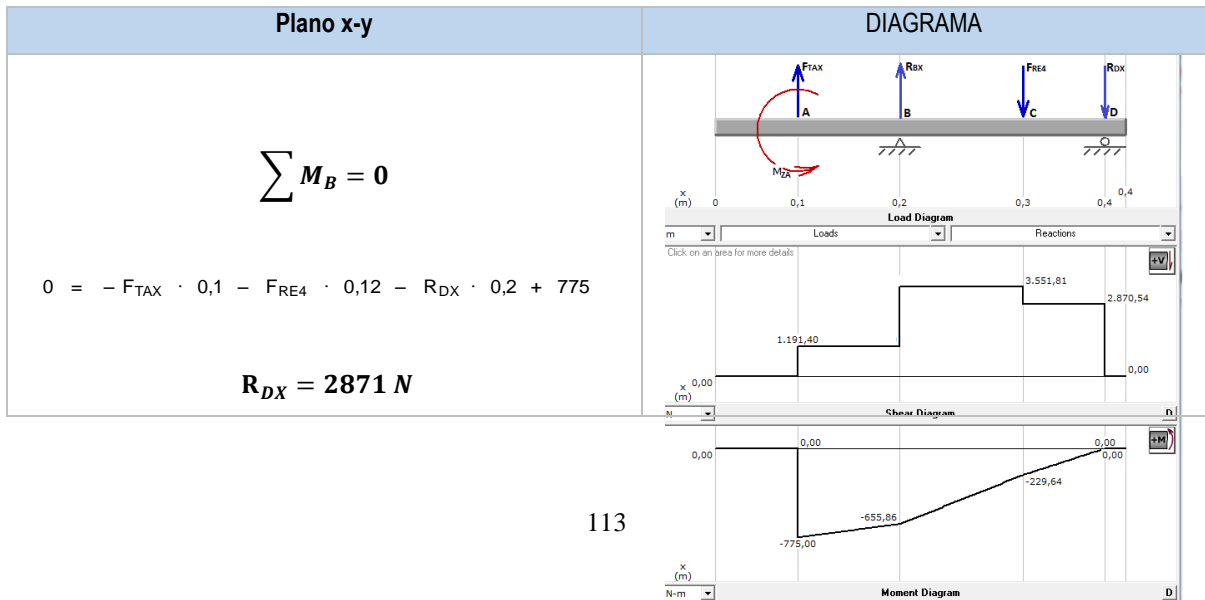
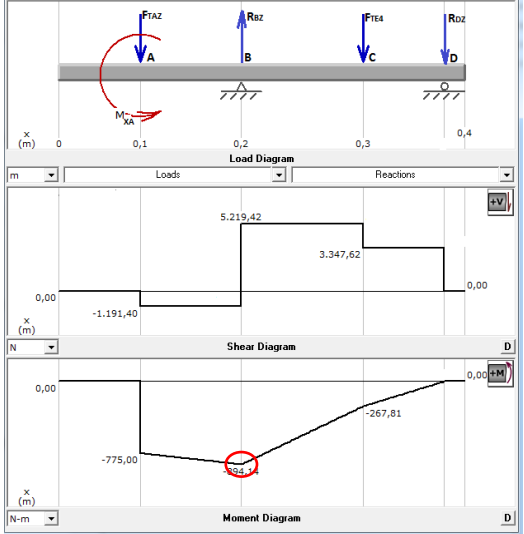


Tabla 34. Diagramas y reacciones del eje 3.



Plano x-y	DIAGRAMA
$\sum F_x = 0$ $0 = F_{TAX} + R_{BX} - F_{RE4} - R_{DX}$ $R_{BX} = 2360 \text{ N}$	
$\sum M_B = 0$ $0 = F_{TAZ} \cdot 0,1 - F_{TE4} \cdot 0,12 - R_{DZ} \cdot 0,2 + 775$ $R_{DZ} = 3348 \text{ N}$	 <p>The screenshot shows a beam of length 0.4 m with forces at points A (0.1 m), B (0.2 m), C (0.3 m), and D (0.4 m). The Load Diagram shows a step function with values 0.00, -1.191,40, 5.219,42, 3.347,62, and 0,00. The Shear Diagram shows a step function with values 0,00, -775,00, -324, and 0,00. The Moment Diagram shows a curve with values 0,00, -775,00, -267,81, and 0,00. A red circle highlights the minimum moment value of -324 N·m at point B.</p>
$\sum F_B = 0$ $0 = -F_{TAZ} + R_{BZ} - F_{TE4} - R_{DZ}$ $R_{BZ} = 6411 \text{ N}$	

Hacemos el respectivo análisis en el punto B que es el más crítico.

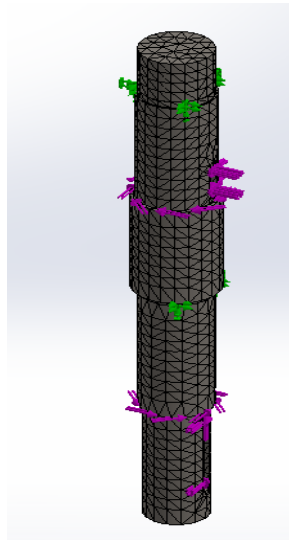
Tabla 35. Calculo del diámetro del eje 3.

Datos de entrada	Datos de salida
<p>momento flector maximo en el punto B en el plano xy</p> $M_{Bx} = 655,86 N$	
<p>momento flector maximo en el punto B en el plano zy</p> $M_{Bz} = 894,14 N$	
<p>Esfuerzo a la fluencia del acero al carbono AISI 1020. Fuente: www.matweb.com</p> $\delta_y = 350 Mp$	
<p>Esfuerzo ultimo del acero al carbono AISI 1020. Fuente: www.matweb.com</p> $\delta_u = 420 Mp$	
<p>Momento torsor máximo</p> $M_A = 290,13 N * m$	
	<p>Momento flector maximo resultante en el punto B en el plano xy</p> $M = 1109 N * m$
	<p>Diámetro mínimo requerido</p> $d = 4,72 cms$

Con la finalidad de estandarizar las medidas en los ejes para un mismo diámetro interior de los rodamientos utilizamos un diámetro de 5 cm.

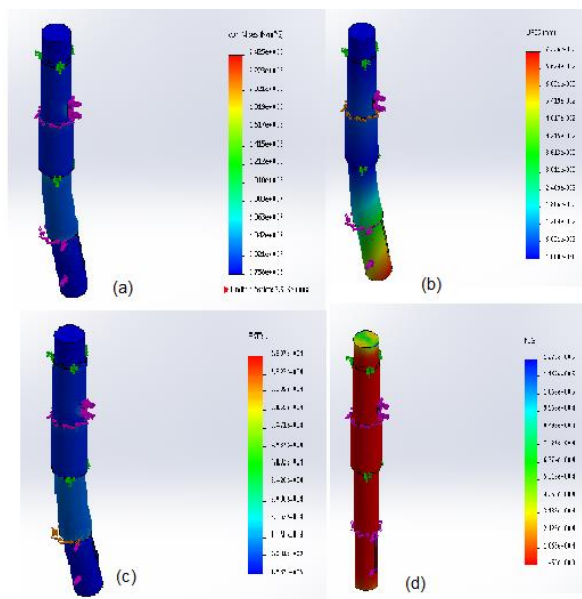
4.3.3.3 Estudio del eje 3: Realizando en mismo procedimiento de los anteriores cálculos de las deformaciones estáticas, y ya que el eje 3 es de igual material que el eje dos se toma como referencia la tabla 32.

Figura 45. Malla y ubicación de cargas en el eje 3.



Al ejecutar el programa, se obtuvo un factor de seguridad de 1.

Figura 46. a) tensiones del eje. (b). desplazamiento. (c) Deformación unitaria.

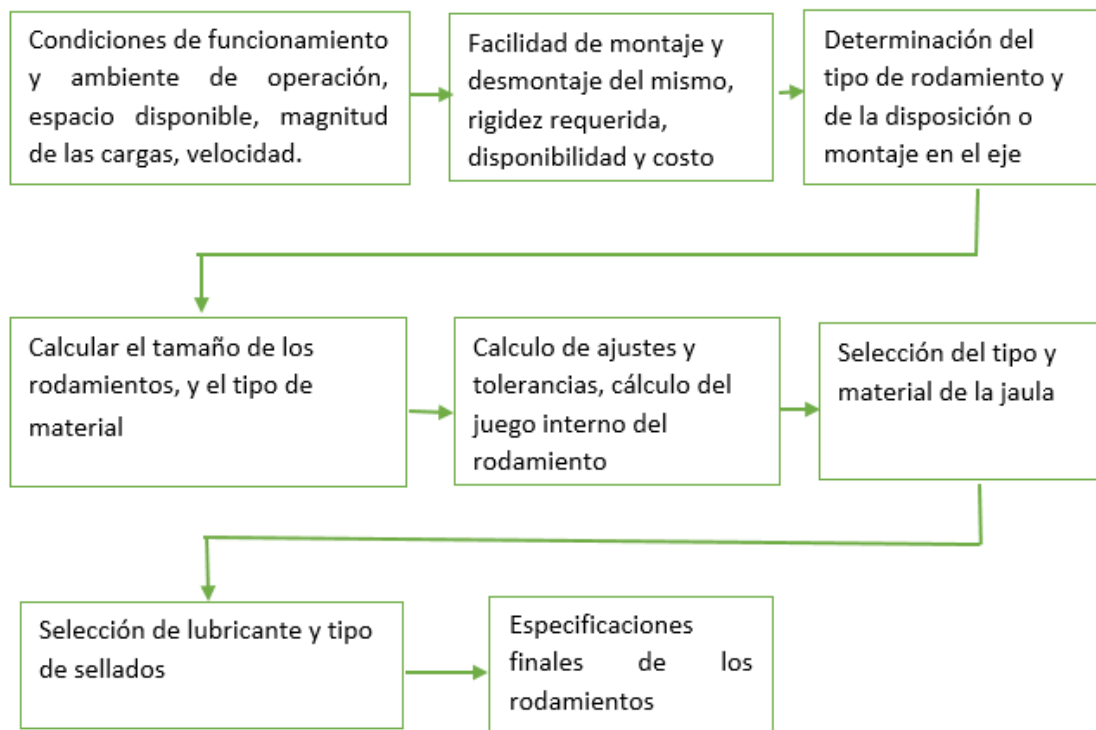


4.3.4 Selección de rodamientos. Para la selección de los rodamientos se debe tener en cuenta varios aspectos importantes tales como:

- Tolerancias de los rodamientos
- Limitaciones dimensionales
- Cargas tanto radiales como axiales
- Velocidad de rotación
- Fácil instalación y montaje

Para la selección de los rodamientos, se analizarán las secciones de cada eje donde están ubicados los rodamientos.

Figura 47. Análisis de rodamientos.



Observando los valores orientativos de la vida nominal requerida para diferentes clases de máquinas (Ver anexo F), se obtuvo una vida nominal máxima entre un rango 20000... 30000 horas de funcionamiento según los requerimientos de la tabla.

Tabla 36. Selección rodamientos eje 1.

Ecuaciones	
<ul style="list-style-type: none"> • $\frac{f_o * F_A}{C_{or}}$ • $P = XF_R + YF_A$ Cuando $\frac{F_A}{F_R} > e$ <p>La carga dinámica equivalente (P) en rodamientos rígidos de bolas fue hallada de ecuación tomada de catálogo SKF de rodamientos, pág. 302.</p> <ul style="list-style-type: none"> • $L = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C_G}{P} \right)^P$ (74) 	
Datos de Entrada	Datos de Salida
<p>Sección A</p> <p>Teniendo en cuenta las cargas soportadas sobre esta sección se seleccionó un rodamiento de Rodillos cilíndricos ya que solo existe fuerza radial</p> <p>$D_{EJE} = 5 \text{ cms}$ <i>Diametro del eje en la sección A</i> $n = 0,6 \text{ rpm}$ <i>Velocidad angular</i> $L = 25000 \text{ horas de trajo}$, Tomado de tabla 1 $F_R = 6546 \text{ N}$ <i>Fuerza radial</i></p>	<p>$\frac{f_o * F_A}{C_{or}} = 0,2368$ (75)</p> <p>$C_{or} = 23,2$, Tomado de anexo H</p> <p>$f_o = 14$ Tomado de anexo I</p> <p>$\frac{F_A}{F_R} = 0,06 < e$</p> <p>Los siguientes tres factores fueron tomados de tabla 5 catalogo SKF. Ver anexo G</p>

<p>F_A = 392,4 N fuerza por el peso del eje y de los componentes</p>	<p>$e = 0,2$</p> <p>$P = F_R = 6546$ Carga dinámica equivalente, tomado de pagina 302 catálogo de rodamientos SKF</p> <p>$\frac{C_C}{P} = 0,96.$ (76)</p> <p>$C_C = 6,28 KN$</p> <p>Verificando que se cumpla la relación $C_C < C$ para un diámetro de 50 mm se seleccionó un rodamiento con designación *6210</p>
<p>Sección D</p> <p>Teniendo en cuenta las cargas soportadas sobre esta sección se seleccionó un rodamiento rígido de bolas que debe soportar la carga radial y axial generada por el engranaje cónico.</p> <p>$D_{EJE} = 5 cms$ <i>Diametro del eje en la sección A</i></p> <p>$n = 0,6 rpm$ <i>Velocidad angular</i></p> <p>$L = 25000$ <i>horas de traaajo, Tomado de tabla 1</i></p> <p>$F_R = 4423 N$ <i>Fuerza radial</i></p> <p>$F_A = 9701 N$ <i>Fuerza axial</i></p>	<p>$\frac{f_o * F_A}{C_{or}} = 6,7$ (77)</p> <p>$C_{or} = 23,2$, Tomado de anexo H</p> <p>$f_o = 14$ Tomado de anexo I</p> <p>$\frac{F_A}{F_R} = 2,19 > e$ (78)</p> <p>Los siguientes tres factores fueron tomados de tabla 5 catalogo SKF. Ver anexo G</p> <p>$e = 0,43$</p> <p>$X = 0,56$</p>

	<p>$Y = 1,02$</p> <p>$P = 12371,9$ Carga dinámica equivalente, tomado de pagina 302 catálogo de rodamientos SKF</p> <p>$\frac{C_c}{P} = 0,96.$ (79)</p> <p>$C_c = 11,87 KN$</p> <p>Verificando que se cumpla la relación $C_c < C$ para un diámetro de 50 mm se seleccionó un rodamiento con designación *6210</p>
--	--

Tabla 37. Selección del rodamiento 2.

<p>Ecuaciones</p> <ul style="list-style-type: none"> • $\frac{f_o * F_A}{C_{or}}$ • $P = XF_R + YF_A$ Cuando $\frac{F_A}{F_R} > e$ <p>La carga dinámica equivalente (P) en rodamientos rígidos de bolas fue hallada de ecuación tomada de catálogo SKF de rodamientos, pág. 302.</p> <ul style="list-style-type: none"> • $L = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C_c}{P} \right)^p$ (80) <p>Donde</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ $P =$ Carga dinámica equivalente ✓ $p = 3$ para rodamientos de bolas ✓ $p = \frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos 	
Datos de entrada	Datos de salida

<p>Sección B</p> <p>Teniendo en cuenta las cargas soportadas sobre esta sección se seleccionó un rodamiento rígido de bolas que debe soportar la carga radial y axial generada por el peso del eje y de los diferentes componentes sobre el mismo.</p> <p>D_{EJE} = 5 cms <i>Diametro del eje en la sección B</i></p> <p>$n = 0,6$ rpm <i>Velocidad angular</i></p> <p>L = 25000 horas de trabajo, Tomado de tabla 1</p> <p>$F_R = 789,6$ N <i>Fuerza radial</i></p> <p>$F_A = 681$ N <i>Fuerza axial</i></p> <p>F_h = <i>Factor de vida de fatiga, tomado Fig 1</i></p>	$\frac{f_o * F_A}{C_{or}} = 1,7 \quad (81)$ <p>$C_{or} = 6,8$ Tomado de anexo H</p> <p>$f_o = 17$ Tomado de anexo I</p> $\frac{F_A}{F_R} = 0,9 > e \quad (82)$ <p>Los siguientes tres factores fueron tomados de tabla 5 catalogo SKF. Ver anexo G</p> <p>$e = 0,32$</p> <p>$X = 0,56$</p> <p>$Y = 1,38$</p> <p>$P = 1381,96$ Carga dinámica equivalente, tomado de pagina 302 catálogo de rodamientos SKF</p> $\frac{C_C}{P} = 0,96. \quad (83)$ <p>$C_C = 1,32$ KN</p> <p>Verificando que se cumpla la relación $C_C < C$ para un diámetro de 50 mm se seleccionó un rodamiento con designación 61810</p>
<p>Sección D</p> <p>Teniendo en cuenta las cargas soportadas sobre esta sección se seleccionó un rodamiento de rodillos cilíndrico ya que solo existe fuerza radial.</p>	<p>$P = F_R = 719,5$ Carga dinámica equivalente, tomado de pagina 566 catálogo de rodamientos SKF</p> $\frac{C_C}{P} = 0,968.$

<p>D_{EJE} $= 5 \text{ cms}$ <i>Diametro del eje en la sección B</i> $n = 0,6 \text{ rpm}$ <i>Velocidad angular</i> L $= 25000 \text{ horas de traaajo, Tomado de tabla 1}$ $F_R = 719,5 \text{ N}$ <i>Fuerza radial</i></p>	<p>(84)</p> <p>$C_C = 0,7 \text{ KN}$</p> <p>Utilizando este tipo de rodamientos queda sobre diseñado, por tal razón se puede utilizar el mismo rodamiento de la sección B con designación 61810 aunque este rodamiento es para fuerzas axial y radial es mucho más económico que el de rodillos.</p>
---	--

Tabla 38. Selección de rodamientos eje 3.

<p>Ecuaciones</p> <ul style="list-style-type: none"> • $\frac{f_o * F_A}{C_{or}}$ • $P = XF_R + YF_A$ <i>Cuando $\frac{F_A}{F_R} > e$</i> • $P = F_R$ <i>Cuando $\frac{F_A}{F_R} < e$</i> <p>La carga dinámica equivalente (P) en rodamientos rígidos de bolas fue hallada de ecuación tomada de catálogo SKF de rodamientos, pag 302.</p> <ul style="list-style-type: none"> • $L = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C_C}{P} \right)^p$ (85) <p>Donde</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ $P =$ <i>Carga dinamica equivalente</i> ✓ $p = 3$ <i>para rodamientos de bolas</i> 	
Datos de entrada	Datos de salida
<p>Sección D</p> <p>Teniendo en cuenta las cargas soportadas sobre esta sección se seleccionó un rodamiento rígido de bolas que debe soportar la carga radial y axial generada por los</p>	<p>$\frac{f_o * F_A}{C_{or}} = 6,14$ (87)</p> <p>$C_{or} = 11,4$ Tomado de anexo H</p>

<p>resortes comprimidos en la sección A.</p> <p>D_{EJE} = 5 cms <i>Diametro del eje en la sección B</i> n = 0,6 rpm <i>Velocidad angular</i></p> <p>L = 25000 horas de traajo, Tomado de tabla 1</p> <p>$F_R = 2871 N$ <i>Fuerza radial</i> $F_A = 5000 N$ <i>Fuerza axial</i></p>	<p>$f_o = 14$ Tomado de anexo I</p> <p>$\frac{F_A}{F_R} = 1,74 > e$ (88)</p> <p>Los siguientes tres factores fueron tomados de tabla 5 catalogo SKF. Ver anexo G</p> <p>$e = 0,43$</p> <p>$X = 0,56$</p> <p>$Y = 1,02$</p> <p>$P = 6707,8$ Carga dinámica equivalente, tomado de página 302 catálogo de rodamientos SKF</p> <p>$\frac{C_C}{P} = 0,96.$ (89)</p> <p>$C_C = 6,44 KN$</p> <p>Verificando que se cumpla la relación $C_C < C$ para un diámetro de 50 mm se seleccionó un rodamiento con designación *16010</p>
<p>Sección B</p> <p>Teniendo en cuenta las cargas soportadas sobre esta sección se seleccionó un rodamiento rígido de bolas que debe soportar la carga radial y axial generada por los resortes comprimidos en la sección A.</p> <p>D_{EJE} = 5 cms <i>Diametro del eje en la sección B</i> n = 0,6 rpm <i>Velocidad angular</i></p>	<p>$\frac{f_o * F_A}{C_{or}} = 0,6$ (90)</p> <p>$C_{or} = 11,4$ Tomado de anexo H</p> <p>$f_o = 14$ Tomado de anexo I</p>

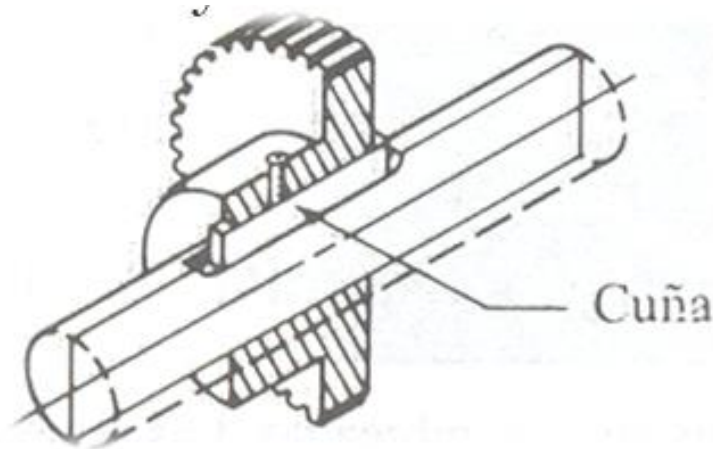
<p>L = 25000 horas de trabajo, Tomado de tabla 1 $F_R = 2360 N$ Fuerza radial $F_A = 490,5 N$ Fuerza axial</p>	$\frac{F_A}{F_R} = 0,2 < e \quad (91)$ <p>Los siguientes tres factores fueron tomados de tabla 5 catalogo SKF. Ver anexo G</p> <p>$e = 0,25$</p> <p>$P = 2360$ Carga dinámica equivalente, tomado de pagina 302 catálogo de rodamientos SKF</p> $\frac{C_C}{P} = 0,96. \quad (92)$ <p>$C_C = 2,26 KN$</p> <p>Verificando que se cumpla la relación $C_C < C$ para un diámetro de 50 mm se seleccionó un rodamiento con designación *16010, aunque se puede escoger un rodamiento de menor tamaño por razones de comodidad para el diseño, los dos rodamientos sobre este eje son iguales.</p>
---	---

4.3.5 Diseño de elementos mecánicos de sujeción. Los sujetadores sustituyen un método para conectar o unir dos piezas, Estos son utilizados en la ingeniería de cualquier sistema mecánico o estructura. La mayoría de sujetadores, se recubren para protegerlos de la corrosión y para lograr propiedades especiales.

4.3.5.1 Cálculo de cuñas: Una cuña es un elemento que se coloca entre el eje y la masa de una pieza que transmite potencia, con el fin de transmitir torque. La cuña es desmontable para facilitar el ensamble y desarmado del sistema, estas se usan generalmente para sujetar elementos tales como engranajes, poleas, levas, y diferentes tipos de componentes de determinada máquina que transmitan torque.

Las cuñas reposan sobre una ranura hecha en el eje, llamada cuñero y a la ranura similar en la pieza que transmite potencia se le da el nombre de asiento de cuña, Las cuñas se usan también como elementos de seguridad, ya que se busca que cuando hayan sobre cargas esta se deforme o rompa antes que el eje o el elemento que transmite potencia.

Figura 48. Cuña y cuñero aplicado a un eje.



Fuente. MOTT, Robert. Diseño de elementos de herramientas.

Dimensionamiento de las cuñas agregadas al sistema.

A excepción de la longitud, el resto dimensiones del cuñero son tomadas con respecto a la dimensión directa de cada eje, como en el eje numero 1 consta de 3 secciones diferentes con respecto al diámetro, se necesitan e tamaños de cuña

(0,06-0,054-0,045 [m] respectivamente) de cuña el cual se especifican en la siguiente tabla.

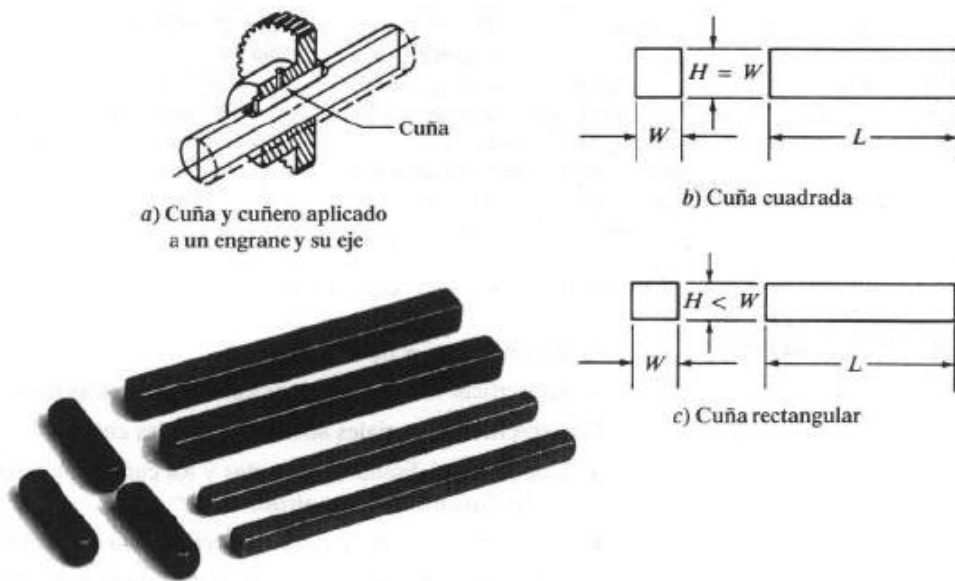
Tabla 39. Tamaño de cuña en función del diámetro del eje.

Eje 1		Eje 2		Eje 3	
Diámetro de eje [m]	Ancho de banda w [m]	Diámetro de eje [m]	Ancho de banda w [m]	Diámetro de eje [m]	Ancho de banda w [m]
0.06	0.015875	0.046	0.0127	0.044	0.0095
0.054	0.0127	0.052	0.0127	0.054	0.0095
0.045	0.0127	0.046	0.0127	-----	-----

Fuente. MOTT, Robert. Diseño de elementos de herramientas. Capítulo 11, pág. 495, tabla 11-1.

Se optó por el diseño de cuñas cuadradas, porque es la más recomendada para ejes con diámetros inferiores a 16,5 cms.

Figura 49. Especificación dimensional de cuña.



Fuente. MOTT, Robert. Diseño de elementos de herramientas. Capítulo 11, pág. 494, figura 11-1.

El material escogido para fabricar las cuñas fue el Acero SAE AISI 1020, con una resistencia última de 420 [Mpa] y resistencia a la fluencia de 352 [Mpa] cuyos valores de resistencia son mucho menores que el material del eje y del engranaje.

Aplicando la siguiente ecuación hallamos la longitud de cada una de las cuñas:

$$L = \frac{4TN}{DW\delta_y}; \text{ Donde;} \quad (93)$$

T =Torque transmitido por cada engrane o rueda

N =Factor de servicio, en aplicaciones industriales típicas

D =Diámetro del eje

W =Ancho de la cuña

δ_y =Esfuerzo a la fluencia del material de la cuña

Tabla 40. Diseño de cuñas.

Diseño cuñas eje 1	
El material seleccionado para fabricar las cuñas sobre este eje fue el Acero SAE AISI 1020, con una resistencia última de 420 Mpa y resistencia a la fluencia de 352 Mpa cuyos valores de resistencia son mucho menores que el material del eje y de las piezas transmisoras de potencia que soporta	
Datos de Entrada	Datos de salida
<p>En el engranaje cónico en el punto B</p> <p>$T_B = 2387 \text{ N} \cdot \text{m}$</p> <p>$N=3$</p> <p>$D=0,06 \text{ m}$</p> <p>$W=0,0159 \text{ m}$</p> <p>$\delta_y=350 \text{ Mpa}$</p>	<p>$L_B = 8,57 \text{ cms}$</p>

<p>En el engranaje recto 1 en el punto C</p> <p>$T_C = 322,45 \text{ N} \cdot \text{m}$ $N=3$ $D=0,054 \text{ m}$ $W=0,0127 \text{ m}$ $\delta_y=350 \text{ Mpa}$</p>	<p>$L_C = 1,612 \text{ cms}$</p>
<p>En la rueda guía en el punto E</p> <p>$T_E = 1827,23 \text{ N} \cdot \text{m}$ $N=3$ $D=0,045 \text{ m}$ $W=0,0127 \text{ m}$ $\delta_y=350 \text{ Mpa}$</p>	<p>$L_E = 10,96 \text{ cms}$</p>
<p>Diseño cuñas eje 2</p> <p>El material seleccionado para fabricar las cuñas sobre este eje fue el Acero SAE AISI 1010, con una resistencia última de 365 Mpa y resistencia a la fluencia de 305 Mpa cuyos valores de resistencia son mucho menores que el material del eje y de los engranajes que soporta</p>	
<p>Datos de Entrada</p>	<p>Datos de salida</p>
<p>En el engranaje recto 2 en el punto A</p> <p>$T_C = 322,45 \text{ N} \cdot \text{m}$ $N=3$ $D=0,046 \text{ m}$ $W=0,0127 \text{ m}$ $\delta_y=305 \text{ Mpa}$</p>	<p>$L_{A2} = 2,172 \text{ cms}$</p>
<p>En el engrane transportador de piezas en el punto C</p> <p>$T_C = 15,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ $N=3$ $D=0,052 \text{ m}$ $W=0,0127 \text{ m}$</p>	<p>$L_{C2} = 0,092 \text{ cms}$</p>

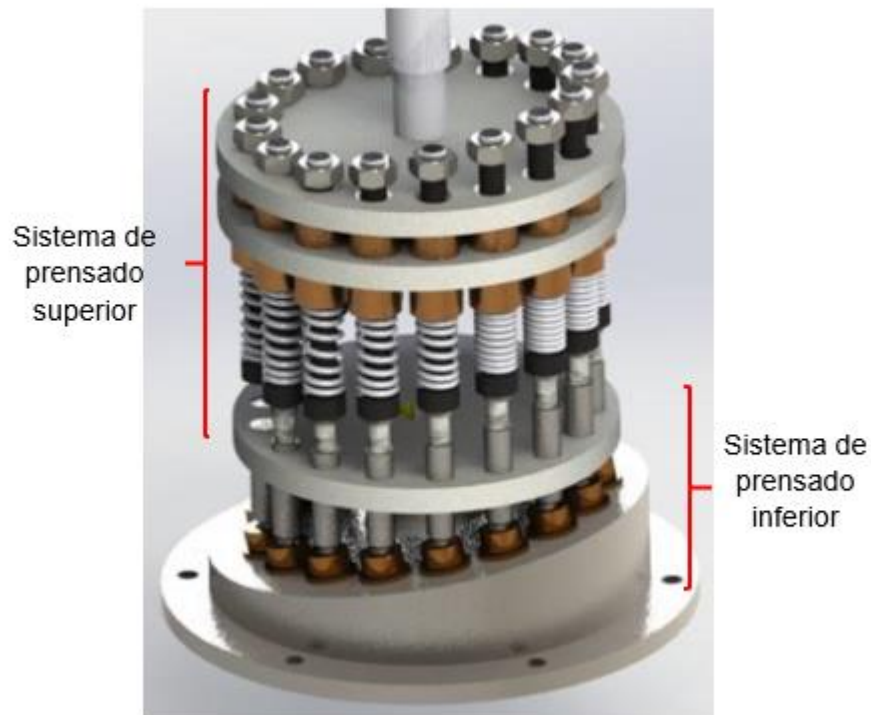
$\delta_y = 305 \text{ Mpa}$	
En el engranaje recto 3 en el punto E $T_{E3} = 290,13 \text{ N} \cdot \text{m}$ $N=3$ $D=0,046 \text{ m}$ $W=0,0127 \text{ m}$ $\delta_y = 305 \text{ Mpa}$	$L_{E2} = 1,95 \text{ cms}$
Diseño de cuñas eje 3	
<p>El material seleccionado para fabricar las cuñas sobre este eje fue el Acero SAE AISI 1010, con una resistencia última de 365 Mpa y resistencia a la fluencia de 305 Mpa cuyos valores de resistencia son mucho menores que el material del eje y de las piezas transmisoras de potencia que soporta</p>	
Datos de Entrada	Datos de Salida
En la rueda guía superior en el punto A $T_{E3} = 261,15 \text{ N} \cdot \text{m}$ $N=3$ $D=0,044 \text{ m}$ $W=0,0095 \text{ m}$ $\delta_y = 305 \text{ Mpa}$	$L_{A3} 2,458 = \text{ cms}$
En el engrane recto 4 en el punto D $T_{E4} = 290,13 \text{ N} \cdot \text{m}$ $N=3$ $D=0,054 \text{ m}$ $W=0,0095 \text{ m}$ $\delta_y = 305 \text{ Mpa}$	$L_{C3} 2,225 = \text{ cms}$

4.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE PRENSADO.

Los sistemas de prensado ofrecidos en la industria para este fin son muy escasos, las compañías optan por solucionar el problema de una manera rápida, pero ineficiente, generando tiempos muertos en su producción, lo cual imposibilita el máximo rendimiento. La tecnología del prensado aplicado en este proyecto es fiable y precisa, es clave para garantizar la calidad del refrentado aplicado a la pieza de trabajo, ofreciendo soluciones adaptables para tal fin, mediante sujeción por resortes, por medio de una leva seguidora que sirve como guía tanto para la compresión como la extensión del muelle. Para que el sistema funcione correctamente, debe contar con un sistema de refrigeración (Ver anexo J) no soluble en agua, ya que las velocidades de operación de la maquina son muy bajas.

A continuación se presenta el modelo aplicado al proyecto, el cual paso por un proceso evolutivo de diseño, hasta llegar a este concepto.

Figura 50. Sistema de prensado general.



El sistema de prensado se divide en dos subsistemas que facilitan el posicionamiento angular y la presión necesaria que debe tener la pieza en el área de refrentado.

4.4.1 Subsistema de prensado superior. Es prácticamente la vitalidad de la máquina, aportando la fuerza necesaria de prensado que se debe generar en la pieza de trabajo. Los componentes que conforman este subsistema son los siguientes.

1. Tuercas de sostenimiento
2. Platos circulares guía
3. Buje orientador
4. Bujes de soporte

5. Resortes de compresión
6. Guías lineales (Eje roscado en punta)

Figura 51. Subsistema de prensado superior.



El diseño conceptual de este subsistema es completo, ya que consta con la cantidad de piezas necesarias para una buena linealidad de compresión, las tuercas sujetadoras se especifican de acuerdo al diámetro del tornillo, y este a su vez se confronta proporcionalmente con el diámetro interno del resorte menos un espacio determinado que permita el libre movimiento lineal del muelle en el tornillo guía.

El espaciado entre el diámetro exterior del tornillo guía y el interior del resorte, deberá tener una diferencia alrededor de 2 mm, para que el resorte pueda comprimirse y expandirse linealmente sin interferencia alguna. El tornillo guía le brinda estabilidad al resorte impidiendo que este entre en fase de pandeo.

De la misma manera se fabrican los bujes orientadores los cuales, con un rectificado fino en su parte interna y con una mínima tolerancia de rozamiento en el tornillo guía proporcionan rigidez al subsistema. (Ver anexo K)

Los platos circulares guía están conformados por 17 perforaciones debidamente posicionadas generado por un orden matricial. Esta cantidad de orificios se debe al dimensionamiento establecido en la alternativa inicial tomando como factor principal el corte a la pieza de trabajo (a mayor diámetro del plato, mejor acabado superficial) y la cantidad de producción/ hora, de igual manera estos orificios cuentan con una tolerancia específica (Ver anexo K) relacionada con los bujes orientadores.

Los bujes de soporte son extensiones de los resortes, cuya función principal es mantener el muelle en un estado lineal con la pieza de trabajo, impidiendo que el resorte choque directamente con el plato circular, lo cual es de gran importancia, debido a las restricciones de espacio en el disco. El diámetro exterior del buje se toma en base al diámetro exterior del resorte.

Las guías lineales (eje roscado en punta) son seleccionadas de acuerdo a la dimensión libre del resorte, la altura, tanto de los platos como de los bujes de orientación y de soporte, adicionando la longitud del roscado, necesario para el ingreso de la tuerca.

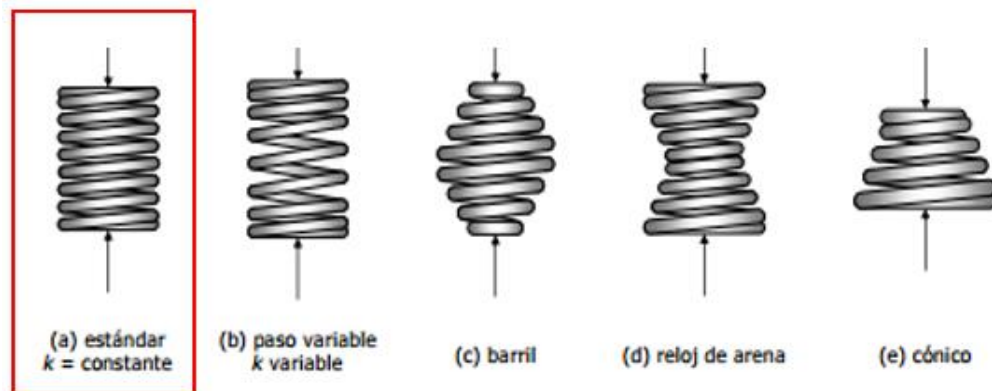
Lo anteriormente descrito, destaca al resorte como pieza principal para la selección de los demás elementos y ajustes entre ellos, es por ello, que el diseño del resorte, se debe presentar con ecuaciones escritas que cumplan las especificaciones planteadas.

4.4.1.1 Diseño del resorte: Los resortes son comúnmente conocidos como elementos de máquinas, que una vez aplicada una carga sobre este, se deforma de una manera significativa.

Es uno de los componentes más representativos del sistema, ya que su función está relacionada directamente con el refrentado de la pieza, el cual permite una óptima sujeción sin general algún tipo de deslizamiento.

Según la práctica realizada para el hallazgo de la fuerza necesaria de compresión en el numeral 4.2.6, se tiene como referencia máxima a la que se puede someter el resorte de $F = 1573 \text{ [N]}$. Y una fuerza máxima que siente el resorte en su operación normal de 1305 [N] . Con esta última se realizan todos los cálculos de análisis de esfuerzo en el resorte.

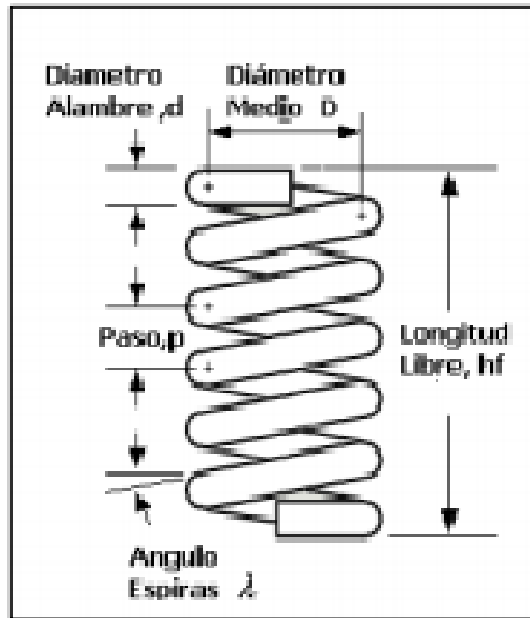
Figura 52. Tipos y configuraciones de resortes helicoidales de compresión.



Fuente. Diseño de resortes. Disponible en:
http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/PresCap9_Res.pdf

Para nuestro tipo de configuración de obtiene la (a) con $k = \text{constante}$.

Figura 53. Geometría de un resorte a compresión.



Fuente. REYES BOLAÑOS, Johan Emiro; PINTO VARGAS, Julián Francisco. Software. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Disponible en: <http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5830/2/129557.pdf>

Las longitudes generales expuestas en el resorte se pueden apreciar en el Anexo L.

Tabla 41. Selección del resorte.

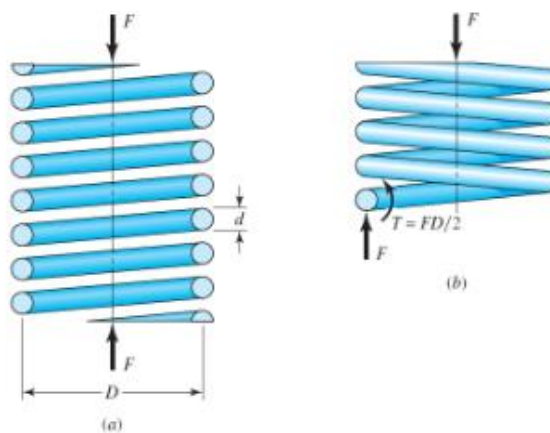
Datos de entrada	Datos de salida
$d_{alambre} = 0.006 [m] = 0,236[in]$ $D_{Exterior} = 0,04[m] = 1,57[in]$ $l_{libre} = 0.08 [m] = 3,93[in]$ numero total de espiras = 10	$c = 5,65$ numero de espiras activas = 9 $paso = 0,01 m = 0,393 [in]$ $d_m = 0,034 [m] = 1,334[in]$ $l_{Comprimida} = 0,06 [m] = 3,36[in]$ $\lambda = 5,4^\circ$

Los cálculos obtenidos (Ver anexo L) corresponden a lo propuesto en el diseño del sistema de prensado, brindando unos resultados coherentes, de acuerdo al dimensionamiento del resorte.

Esfuerzos incluidos en el resorte a compresión

Los esfuerzos en un resorte a compresión, están determinados por diferentes factores geométricos, aplicación de carga etc.

Figura 54. Esfuerzos incluidos en el resorte de compresión.



Fuente. Resortes Mecánicos. Disponible en: <http://docplayer.es/4582225-li-resortes-mecanicos.html>

Material del resorte a utilizar

En un resorte, se puede usar cualquier tipo de material elástico, sin embargo en la mayoría de las aplicaciones se usa alambre metálico: acero al alto carbón, acero aleado, acero inoxidable, latón, bronce, cobre o algunas aleaciones de níquel, dependiendo de su aplicación.

El tipo de material a utilizar en la maquina es un acero aleado cromo-silicio ASTM A 401, ya que en sus propiedades se encuentra una alta resistencia a la fatiga y al choque. Ver anexo L.

Como el resorte escogido está sometido a cargas estáticas, o hasta 10000 ciclos de carga, con baja rapidez de carga (sin impacto), se toma como tipo de carga: servicio ligero. Ver anexo L.

Tabla 42. Esfuerzos incluidos en el resorte.

Datos de entrada	Datos de salida
$P_{Ope} = 1305 [N] = 203,3[lb]$ $P_{Max} = 1573[N] = 353,6[lb]$ $d_m = 0,034 [m] = 1,334[in]$ $d_{alambre} = 0.006 [m] = 0,236[in]$	$\tau_{Ope} = 460 [Mpa] = 66727[psi]$ $\tau_{Max} = 722,18 [Mpa] = 104724[psi]$ <i>Factor wahl $k = 1,27$</i>

Según el Anexo L, el esfuerzo de diseño, en función del diámetro del alambre para acero A401 con factor de servicio ligero, basado en el número de ciclos esperado por la carga equivale aproximadamente a $1300 \text{ Mpa} = 190000 [psi]$ para este alambre de $0,006 [m]$, como el esfuerzo real de operación τ_{Maximo} es menor que este valor, se puede definir que es satisfactorio.

Una vez calculados los esfuerzos a los que está sometido el resorte, y comprobando que, el resorte cumpliría con el objetivo de prensar la piezas de trabajo, se procede a identificar dos parámetros importantes en el comportamiento que tendrá este, una vez aplicada la fuerza de compresión (Ver tabla 43).

Tabla 43. Deflexión con la fuerza de operación y pandeo.

Datos de entrada	Datos de salida
<p style="text-align: center;">Deflexión</p> <p style="text-align: center;">$P_{Ope} = 1305 [N] = 203,3[lb]$</p> <p style="text-align: center;">$d_{alambre} = 0.006 [m] = 0,236[in]$</p> <p style="text-align: center;">$numero\ de\ espiras\ activas = 9$</p> <p style="text-align: center;">$Modulo\ cortante\ G\ Del\ material = 77200\ Mpa$</p> <p style="text-align: center;">$= 1,120 * 10^7 [psi]$</p> <p style="text-align: center;">$c = 5,65$</p> <p style="text-align: center;">Pandeo</p> <p style="text-align: center;">$l_{libre} = 0.08[m]$</p> <p style="text-align: center;">$d_m = 0,027 [m]$</p>	<p style="text-align: center;">Deflexión (f) = 0,0254 [m]</p> <p style="text-align: center;">$= 1 [in]$</p> <p style="text-align: center;">$k = 35603 \frac{N}{m} = 203,3 \frac{lb}{in}$</p> <p style="text-align: center;">$r_{Critica} = \frac{l_{libre}}{d_m} = 2,946 \quad (94)$</p> <p style="text-align: center;">$r_{real} = \frac{f}{l_{libre}} = 0,2545 \quad (95)$</p>

Según la tabla 19-15 del libro de diseño de elementos de máquinas mott. Pg. 746, para una relación entre la longitud libre y el diámetro medio de 2,96, y partiendo que es una curva tipo c (ver anexo L), da como resultado una relación crítica de aproximadamente 0,4.

Según los criterios de pandeo, si la relación real entre la deflexión y la longitud libre es mayor que la relación crítica, el resorte se pandea a la deflexión de operación. En este diseño se comprueba que

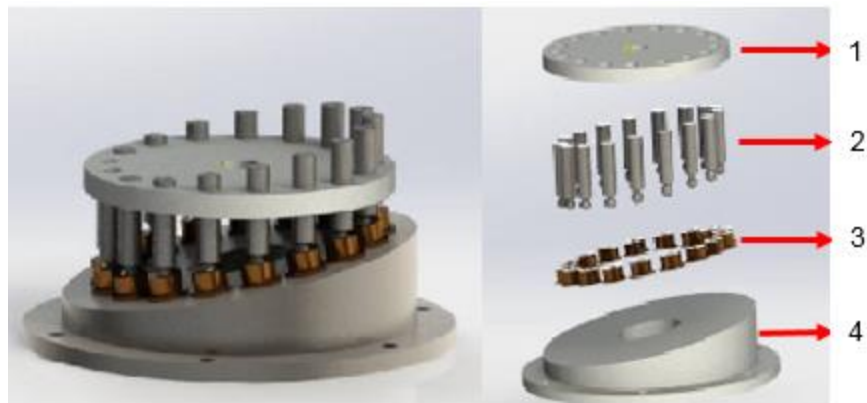
$$\frac{f}{l_{libre}} < 0,4$$

Por consiguiente el resorte cumple con las especificaciones de operación. No se pandea.

4.4.2 Subsistema de prensado inferior. Este subsistema se encarga de brindar el movimiento lineal a los pistones que dirigen las piezas, por medio de una leva, el cual, al variar su movimiento rotacional en este, transporta los pistones en el eje y. los elementos que conforman el subsistema son los siguientes:

1. Plato circular guía.
2. Pistones
1. Casquillos de bronce
2. Leva

Figura 55. Subsistema de prensado inferior.

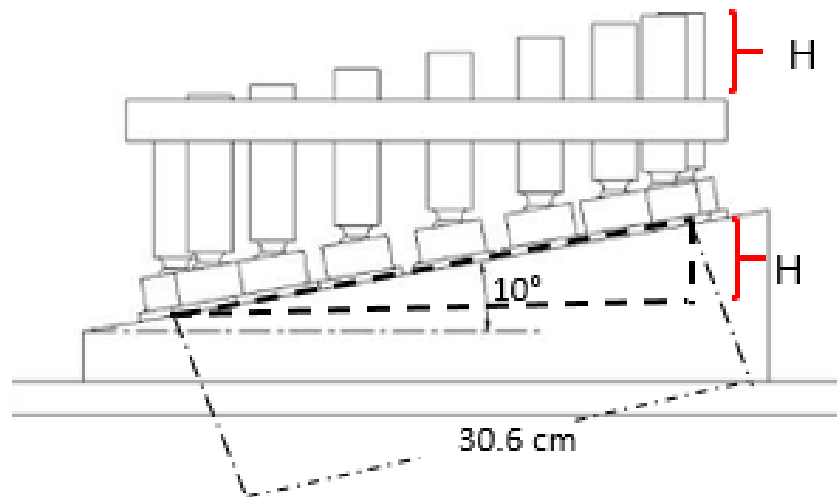


La función principal del plato, es exactamente igual a los platos del subsistema superior. La diferencia está dada en la tolerancia que debe tener entre las perforaciones y los pistones que lo atraviesan (Ver anexo K).

Los pistones son los encargados de trasportar el movimiento dado por la leva junto con los casquillos, ubicados en la parte inferior de estos, los cuales actúan como un sistema de rotula, permitiéndole a esta sección rotar en la dirección de la leva.

4.4.2.1 Diseño de la leva: El Angulo de inclinación de la leva está relacionado con la fuerza de compresión del resorte. la altura H es equivalente a la longitud de compresión del resorte para sujetar adecuadamente la pieza de trabajo.

Figura 56. Validación de resultado.



$$\text{sen}(10) = \frac{H}{30.6 \text{ cm}} H = 5.31 \text{ cm} \quad (97)$$

Este resultado concuerda con lo planteado en el cálculo del resorte, obteniendo una longitud sólida de: $l_s = 10 \text{ cm} - 5.31 = 4.7 \text{ cm}$. (98)

El diseño de la leva determina varios parámetros de este subsistema, como la longitud de los pistones y el diámetro de los casquillos,

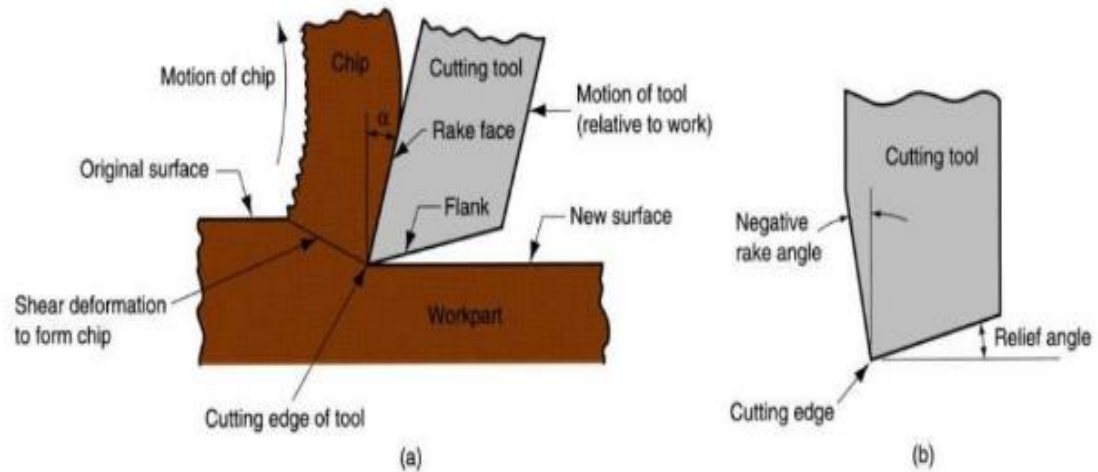
4.5 DISEÑO DE SISTEMA DE FRESADO

El sistema de fresado del proyecto, tiene como base específica, el mismo principio de una máquina transfer, el cual transporta las piezas de trabajo por varias estaciones de mecanizado. El proceso en particular datado en la máquina, consta de una sola estación, seleccionando las herramientas de cumpla con la función del refrentado satisfactoriamente.

4.5.1 Herramienta de corte. Es un elemento utilizado para extraer material de una determinada pieza, cuando se quiere llevar a cabo un proceso de fresado. Existen diferentes tipos esta herramienta, según su aplicación, pero todas se basan en el principio de arranque de viruta.

4.5.1.1 Maquinado de la pieza de trabajo: El maquinado de la pieza se da principalmente por la diferencia de durezas en el material. Cuando la herramienta de corte se pone en contacto con la cara cilindrada del accesorio, teniendo en cuenta que el material de la pieza es acero simple, más blando que la herramienta, y aplicando una fuerza de corte elevada, la pieza de trabajo falla, lo cual concluirá en la remoción de material en forma de viruta en la zona de contacto, sin deformación significativa en otras partes del sólido.

Figura 57. a. sección transversal del proceso de maquinado, b. Herramienta con Angulo de inclinación negativo.



Fuente: Teoría del maquinado de metales. Disponible en: <http://es.slideshare.net/dilver8512/teora-del-maquinado-de-metales>.

El maquinado es importante por la variedad de materiales de trabajo que se puede realizar entre otros factores como:

- Su amplio uso para cortar metales
- Por la variedad de formas de piezas especiales con diferentes características de corte
- Bordes rectos
- Superficies con buena precisión dimensional y acabado superficial.

En este proceso ocurre una falla por la carga del material causando una deformación plástica del material de trabajo, por lo tanto la energía se encuentra localizada en el área a tratar, el cual causa la deformación plástica y la fractura para producir una viruta.

Los factores más importantes en el proceso de maquinado son:

- **Velocidad de corte (v):** El movimiento relativo entre la pieza o material de trabajo y la herramienta
- **Avance (F):** movimiento secundario.
- **Profundidad (p):** penetración de la herramienta de corte dentro de la superficie de trabajo.

Según la siguiente tabla experimental, la velocidad de avance de la herramienta de corte, está determinada según el material a utilizar.

Tabla 44. Material de la herramienta de corte vs velocidad de avance.

Material	Velocidad corte v (m/min)	
	Desbaste	Acabado
Cobre y aluminio	60-80	80-100
Bronce común	25-28	35-40
Acero dulce	16-20	25-30
Acero semiduro	12-16	18-22
Acero duro	10-15	16-18
Acero muy duro	8-12	13-15
Fundición gris	12-15	18-20

Fuente. Hernán Zapata Venegas. Tabla experimental factores de corte de fresado. Monografías.

Según los datos de la tabla y para el estudio del material en particular estudiado (acero AYSI 12L14), la velocidad de corte recomendada para la operación de desbaste es 20 (m/min)

4.5.1.2 Forma de viruta: La forma de la viruta depende del material y de la dirección de la fuerza, para este caso en particular, el material es de naturaleza dúctil, por lo tanto soportara una cantidad de deformación plástica considerable antes de fallar, esperando que la viruta formada se mantenga junta en una cinta larga continua.

4.5.1.3 Materiales para herramientas de corte: Los materiales para este tipo de proceso, se diferencian principalmente en su dureza, ya que este parámetro debe ser mayor en magnitud al del material a cortar, de igual manera que sea resistente a la abrasión para reducir el desgaste y capaz de mantener estas propiedades a la temperatura de trabajo a las cuales queda expuesto en el área de refrentado.

4.5.1.4 Medición de desgaste en herramientas de corte: La continuidad del corte, influye directamente en la vida de la herramienta, para este caso en particular la herramienta de corte está sometida a cargas contiguas (choque), dando como consecuencia la reducción en volumen de la herramienta. Provocando un desgaste inminente en el filo. Este inconveniente se puede medir visualmente en el acabado superficial de la pieza, la precisión dimensional que queda en el corte elaborado, la forma de la viruta. Este es un parámetro lógico del proceso, el cual se evita seleccionando adecuadamente la herramienta y realizando un estudio de su vida útil. Lo ideal sería realizar el cambio de la herramienta en un colapso de tiempo extenso.

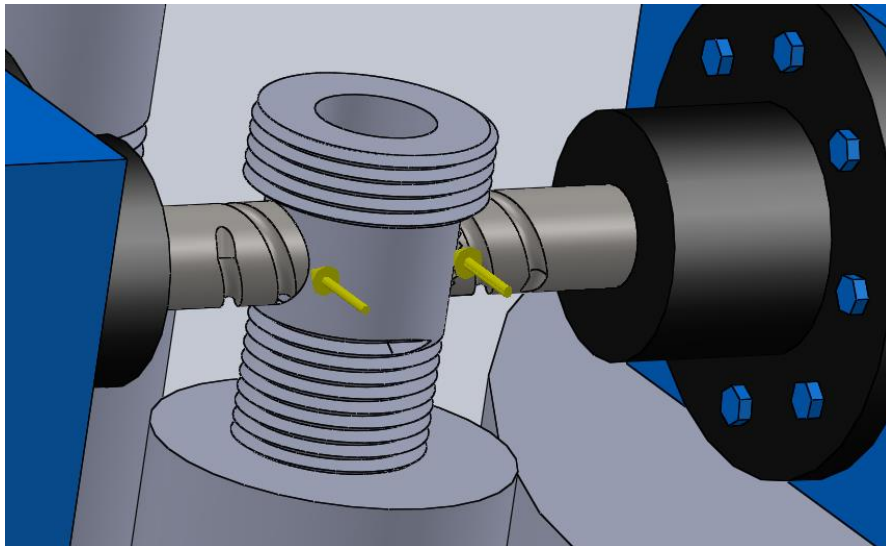
Tabla 45. Diseño de la herramienta de corte, para el cálculo del motor.

Datos de entrada y ecuaciones	Datos de salida
<p>✓ La velocidad angular de la fresa está dada por:</p> $n = \frac{v_c \cdot 1000}{\pi \cdot D} \quad (99)$ <p>Fuente: Fundamentos de manufactura moderna Mikell groover 3ra ed.</p> <p>✓ El cálculo del avance está dado por la siguiente ecuación</p> $F = z \cdot f_e \cdot n \quad (100)$ <p>Donde</p> <p>$v_c = 20 \left[\frac{m}{min} \right]$ velocidad de corte $Z = 4$ número de dientes $f_e = 0,1$ avance por revolución[mm/rev], tomado del catálogo Mitsubishi Materials $D = 10 [mm]$ diámetro de la fresa</p>	<p>n=636,6 rpm</p> <p>$F = 254,6 \text{ mm/min}$</p>
<p>✓ Para el cálculo de potencia utilizamos la siguiente formula tomada de catálogo Mitsubishi Materials.</p> $Pot = \frac{p \cdot w \cdot F \cdot k_c}{60 \cdot 10^6 \cdot \eta} \quad (101)$	<p>$Pot = 148,4 \text{ w} = 0,199 \text{ Hp}$</p>

Datos de entrada y ecuaciones	Datos de salida
<p>Donde:</p> <p>$p = 2$ [mm] Profundidad de corte</p> <p>$w = 10$ [mm] Ancho de corte</p> <p>$k_c = Fc * fs$ [Mpa]</p> <p>$Fc = 1210$ [N] que es la fuerza de corte medida</p> <p>$Fs = 1,3$ factor de servicio</p> <p>$\eta = 0,9$</p>	



4.6 SELECCIÓN DE LOS MOTORES.

Figura 58. Motores de refrentado.



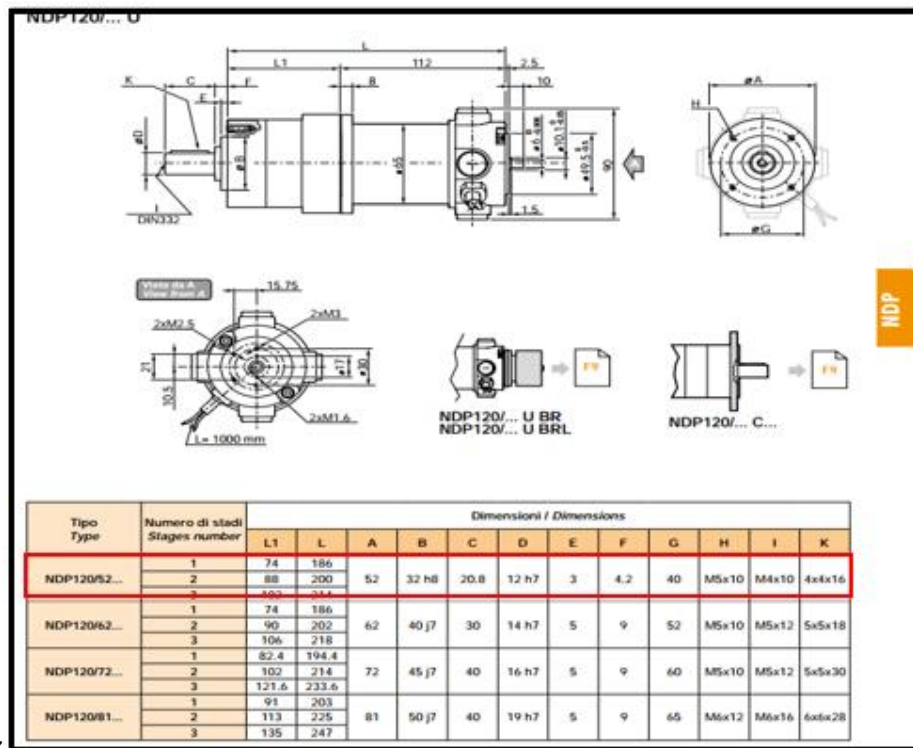
Una vez calculada la potencia necesaria para realizar el refrentado de la pieza de trabajo, se procede a seleccionar el motor correspondiente.

Tabla 46. Selección del motor para el refrentado de la pieza.

Dati tecnici per servizio S2										Technical data for S2 duty					
P_1 [W]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	sf	i		Versione motore Motor version	P_1 [W]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	sf	i		Versione motore Motor version		
160							160								
(3000 min ⁻¹)	811	2	2.6	3.70		NDP120/521	120/240	(3000 min ⁻¹)	59	18	2.8	50.89	NDP120/623	120/240	
	701	2	2.3	4.28					51	21	2.4	58.85			
	579	2	1.9	5.18					44	24	2.1	68.06			
	444	3	1.5	6.75					42	25	2.0	71.16			
									38	28	1.8	78.71			
	218	5	2.3	13.73		NDP120/522	120/240		32	33	1.5	92.70			
	189	6	2.0	15.88					32	34	1.5	95.17			
	163	7	1.7	18.36					30	36	1.4	99.50			
	156	7	1.6	19.20					28	38	1.3	107.20			
	135	8	1.4	22.20					26	41	1.2	115.07			
	120	10	1.3	25.01					24	44	1.1	123.97			
	112	10	1.2	26.85					23	46	1.1	129.62			
	104	11	1.1	28.93					22	50	1.0	139.13			
	86	13	0.9	34.97					20	54	0.9	149.90			
	66	17	0.7	45.56					18	60	0.8	168.84			

Fuente. Catálogo de Transtecno Motors.

Figura 59. Dimensiones del motor.



Fuente. Catálogo de Transtecno Motors.

Figura 60. Modelamiento CAD del motor seleccionado.



Fuente. Catalogo Transtecno Motors.

4.7 SELECCIÓN DE FRESAS

Ya que se necesita conocer el tipo de fresa a utilizar en el sistema de refrentado para el material (AYSI 12L14), Se Toma como un proceso de ranurado hecho por la herramienta de corte y así obtener los datos del catálogo de sandvik:

- Selección fresa COROMILL PLURA (Ver anexo M)
- Clave de códigos general para porta herramienta COROMILL (Ver anexo N)

Para la selección de la fresa a utilizar, de debe conocer el código que las caracteriza, el cual se especifica por:

Tabla 47. Código de fresa.

Entrada	Significado
R	A derecha
2	Versión en pulgadas
21	Fresa para ranurar
5	Sin taladrar
2	Forma cuadrada con radio de esquina
1	De 1 a 9 puntos
-	Suministro de refrigerante externo
100	1 cm para el diámetro de corte
50	Angulo de hélice
B	Radio de punta
C	Tipo de mango cilíndrico con cuello
S	Longitud de mango corto
H	Tipo de geometría recta

Fuente. Catálogo de Sandvik

Dando como resultado un código escogido:






R 2 21 5 . 1 – 100 50 B C S 16 P

El catálogo especificado anteriormente propone una serie de calidades de fresa, plasmadas por un código característico, el cual toma como referencia la condición de terminado en la pieza (desbaste, semi acabado, acabado). Ya que en la pieza de trabajo la profundidad del refrentado es mínima, se puede tomar como un estado de semi acabado en la cara refrentada, por consiguiente el código de calidad escogido es GC4230. Ver anexo O.

Tomando como referencia el acabado en la superficie a refrentar (semi acabado. Ver anexo P), se procede a seleccionar la fresa correspondiente.

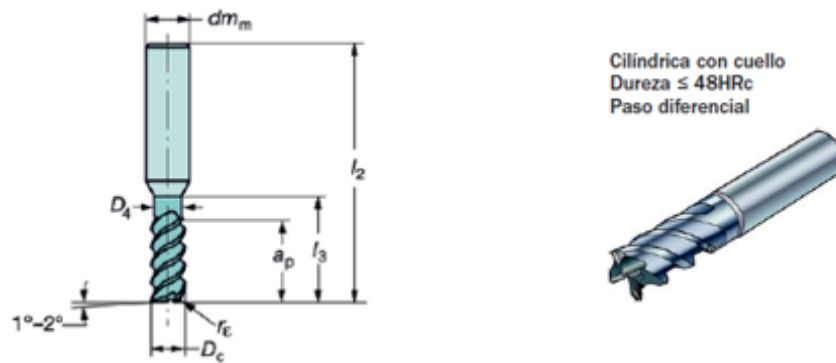
Tabla 48. Fresa seleccionada.

Seleccione su fresa CoroMill® Plura

	Desbaste/semiacabado Primera elección	Desbaste, alto avance	Desbaste Kordell	Acabado	Fresado de acero endurecido
Página	D234	D254	D254	D258	D264
Diseño	Profundidad de ranura variable (VFD), ángulo helicoidal -50°	Fresa de alto avance HFC, ángulo helicoidal -50°	Kordell, ángulo helicoidal -40°	Fresa de filo múltiple, ángulo helicoidal -50°	Radio de punta
Diámetro de fresa (Dc) mm (pulgadas)	2-25 (.079-.984)	4-20 (.157-.787)	6-25 (.236-.984)	3-20 (.118-.787)	2-16 (.079-.630)
Radio de punta (r), diám. mm (pulgadas)	0.2-4 (.008-.157)	0.5-2 (.020-.079)	Sin radio	0.5-2 (.020-.079)	0.2-3 (.008-.118)
Aplicación					

Fuente. Catálogo de Fresas Sandvik

Figura 61. Dimensiones de la fresa seleccionada.



Fuente. Catálogo de Fresas Sandvik

Donde:

- $Zn = 4$
- $dm_m = 10 [mm]$

- $L2 = 63 [mm]$
- $L3 = 22[mm]$
- $D4 = 7,6 [mm]$
- *Angulo de helice:* -50°
- *Tolerancias:* $D_C: h_9 ; dm_m = h_6$

4.8 ANÁLISIS CAE DE LA ESTRUCTURA

Para el estudio de la estructura, se selecciona primero que todo el tipo de acero estructural, y se cargan las respectivas propiedades aplicándose al modelo, se realiza una malla adecuada, y se procede a simular el estudio. El material que acomoda a las características de esta, es el acero AISY 1020 cuyas propiedades se plasman en la tabla 32. El respectivo estudio de esfuerzos aplicados a la estructura, es de vital importancia, ya que esta es la encargada de soportar el peso de la máquina, observando que esta no tenga uno doble significativo, el cual podría ir aumentando y provocar un evento desafortunado.

Figura 62. Diagrama de mallas para 17377 nodos.

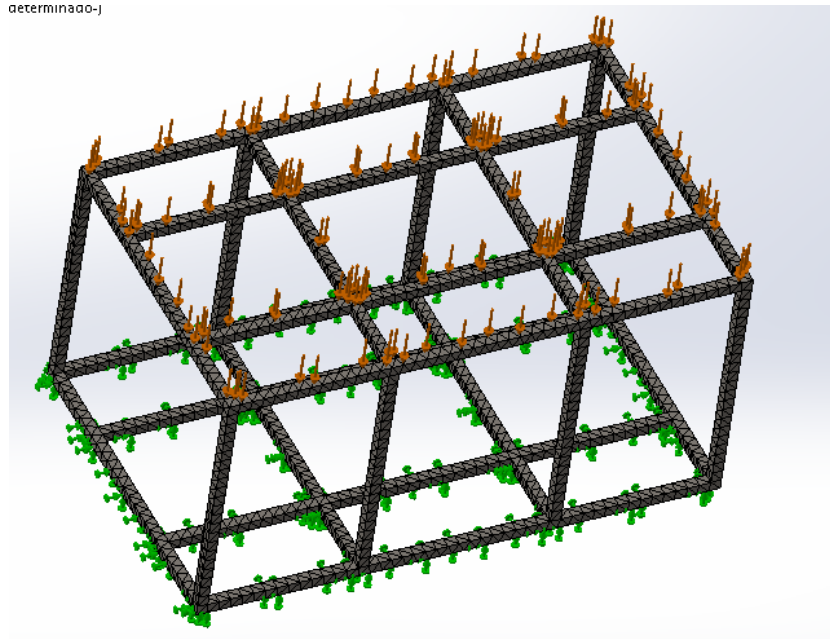


Figura 63. Estructura sometida a cargas de pistón,

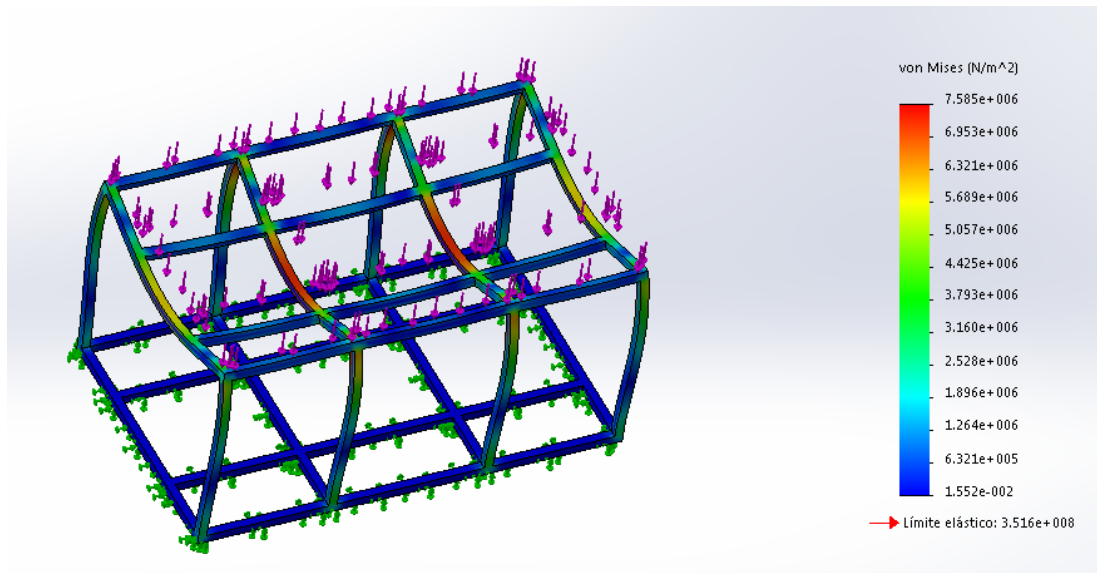


Figura 64. Desplazamiento generado por la carga.

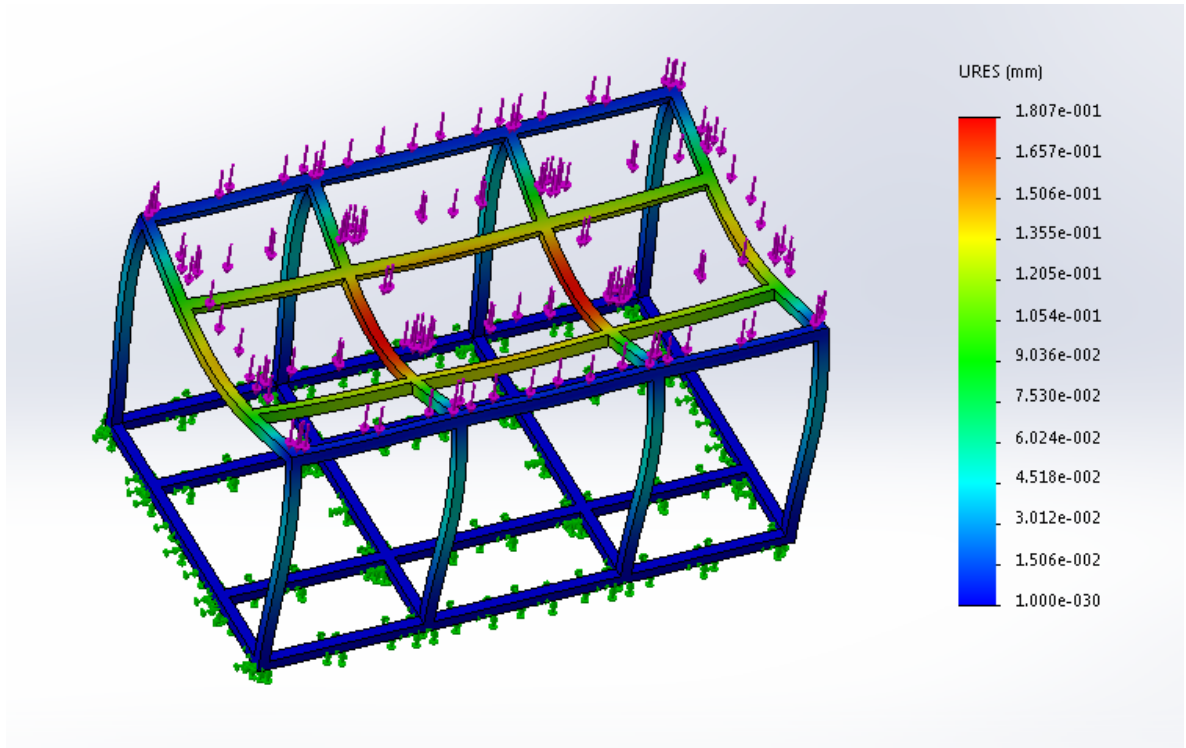


Figura 65. Deformación unitaria

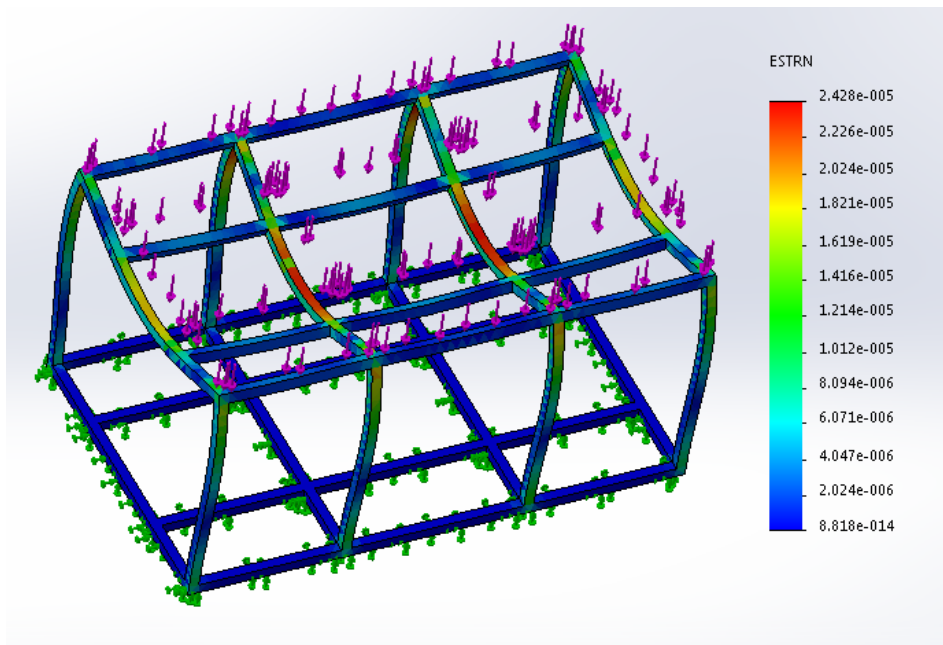
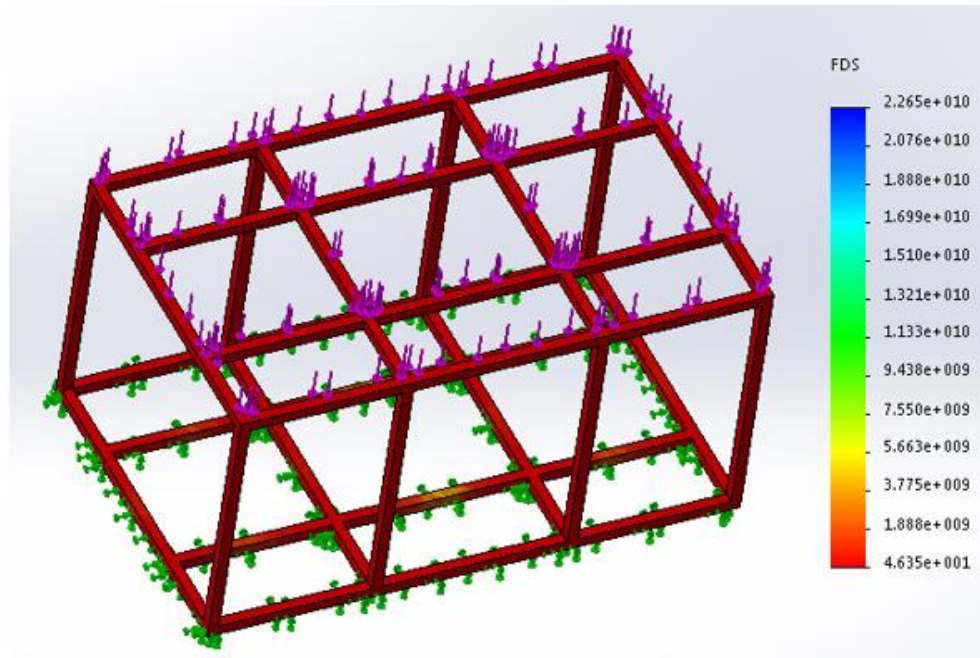


Figura 66. Factor de servicio.



La deformación que se presenta en la estructura es muy baja, esto quiere decir que el material seleccionado y su configuración, son fiables.

5. DISEÑO DE ESTRUCTURA, ELEMENTOS DE SUJECIÓN Y OTROS ELEMENTOS.

5.1 RESTRICCIONES DE ESPACIO

Cuanto mejor sea la organización y menor el tamaño de cada componente de la máquina se obtendrán resultados deseables. Las piezas más críticas a ubicar dentro de la máquina son los motor reductores encargados del refrentado de cada pieza de trabajo, ya que según el diseño desarrollado cuentan con muy poco espacio, adicional a esto, las piezas que corresponden al sistema de prensado son de dimensiones muy bajas, las cuales deben quedar sumamente alineadas para impedir interferencias en la puesta en marcha del sistema.

5.2 CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN DE PROTOTIPO FUNCIONAL A ESCALA 1/4

En esta fase se procede a realizar el prototipo con los datos obtenidos del diseño conceptual. Se presentaran las pruebas correspondientes, con el fin de evaluar los resultados adquiridos en cuanto a velocidad de transporte de piezas, número de piezas refrentadas, eficiencia de la máquina, desempeño de cada pieza de la máquina, calidad y precisión de acabado en las piezas de trabajo.

Una vez analizado los resultados, se procede a mejorar todo aquello que no demostró óptimas condiciones de desempeño, corrigiendo falencias, que permitan a la maquina trabajar al límite, sin ninguna interferencia.

5.2.1 Modelamiento del modelo funcional a escala 1/4 en software de diseño CAD. La máquina en su totalidad fue modelada, enfocando en aquellos componentes que influyen directamente en la resistencia mecánica, así como cada uno de los elementos de fijación.

Este tipo de procedimiento inicial es de gran utilidad, ya que la base geométrica de este, fue utilizada para producir los cortes laser de algunos de sus componentes en su mayoría estructurales, también fue de gran ayuda en el ensamblaje del sistema en general, ya que todo encaja adecuadamente. Este último factor es de vital importancia, en cuanto a la linealidad de cada elemento, el cual depende principalmente en una sincronización eficaz del mecanismo a utilizar.

Para obtener una mayor rigidez y precisión, se concedieron algunas consideraciones estructurales que no le permitían trabajar de manera adecuada. Los cambios que se hicieron fueron los siguientes:

- Retiro de los resortes inferiores, ubicados sobre los pistones apoyados en el plato deslizante. Se hizo esta determinación debido a que los juegos de resortes (inferiores y superiores) impedían linealidad en el prensado, adicional a esto se aumentaba considerablemente en el costo final de la máquina.
- Optimización en el diseño de detalle de los ejes y demás componentes utilizando elementos de sujeción que permiten un fácil desensamble o cambio de piezas de la máquina.

Mayor rigidez a las piezas de sujeción de la prensa, reiterando la importancia que tienen, para un buen refrentado. Ver planos (Anexo Q)

5.2.2 Construcción del prototipo. Con el objetivo de verificar el diseño de concepto, fue construido un modelo funcional, en el que se realizaron algunos pequeños cambios, mejorando así, su funcionamiento. El modelo funcional fue construido con algunas de sus partes en acrílico. Teniendo en cuenta que las piezas más importantes el cual cumplen la función de transmitir movimiento fueron hechas de acero.

Las técnicas de construcción usadas en este trabajo de grado fueron el resultado de un largo proceso de investigación y ayuda de personas con experiencia tanto en la industria metalmeccánica como en el trabajo con acrílico.

5.2.2.1 Piezas utilizadas en la construcción del prototipo: La máquina está compuesta por una serie de piezas definidas previamente en un modelo CAD, en el que se tuvo especial cuidado en hacer que cada una cumpliera con una función específica en dicha máquina.

Figura 67. Elementos del prototipo.



Engranajes rectos

Se utilizaron cuatro engranajes, los cuales se encargan de transmitir la potencia necesaria para el movimiento general de la máquina. La transmisión de movimiento debe ser muy precisa, ya que todo debe funcionar en coordinación para cumplir a cabalidad con el objetivo de refrentado de las piezas, por esta razón se elaboraron bujes metálicos que dan un excelente ajuste entre el engrane y el eje.

Figura 68. Engranajes rectos del prototipo.



Características de los engranajes.

- $z = 35$ *dientes* *Numero de dientes*
- $d_p = 70$ *mm* *diametro primitivo*
- $m = \frac{15}{74}$ *Modulo*
- $\phi = 20^\circ$ *Angulo de presión = 10 m*
- m *Espesor del engrane*

Engranajes cónicos

Fue necesario usar un par de engranajes cónicos los cuales son los encargados de transmitir el movimiento del motor al primer eje, el cual se encuentra a 90°. Por tal motivo el uso de los mismos,

Figura 69. Engranajes cónicos del prototipo.



Características de los engranajes cónicos:

- $z = 16$ *dientes* *Numero de dientes*
- $d_p = 39$ *mm* *Diametro primitivo*
- $m = \frac{39}{16}$ *Modulo*

Ejes

La máquina consta de tres ejes los cuales son los encargados de transmitir el movimiento desde la fuente motriz hasta las diferentes secciones de la máquina, incluyendo el transporte de las piezas así como el prensado de las mismas, están

completamente alineados con la ayuda de rodamientos para lograr mayor precisión.

Figura 70. Ejes del prototipo



Técnica de construcción: estos ejes fueron contruidos en acero inoxidable para evitar problemas de corrosión, a cada uno de estos ejes se les hizo cierta cantidad de ranuras con un torno en un taller de mecanizado, las cuales fueron usadas para colocar chavetas con la finalidad de sujetar cada componente en su lugar, además cada eje se perforo con agujeros de 2 mm de diámetro con la finalidad de garantizar la sujeción con los engranajes, los ejes tienen un diámetro de 10 mm.

Figura 71. Mecanizado de ejes en un torno.



Rodamientos

Para darle mayor rigidez a la máquina se utilizaron 6 rodamientos ref. 6000 ZNR, con estos se logró mayor linealidad entre los ejes y reducción de la fricción.

Características de los rodamientos:

- $d_e = 25 \text{ mm}$ *Diametro exterior*
- $d_i = 10 \text{ mm}$ *Diametro interior*
- $h = 10 \text{ mm}$ *Altura*

Figura 72. Rodamientos del prototipo.



5.2.2.2 Fuente Motriz: Consta de dos cajas reductoras unidas mediante acoples y distanciadores especiales que mantienen correctamente alineados sus ejes, además de un motor CC con las siguientes especificaciones:

- Rango de Voltaje (VDC) = 5 – 24
- Corriente Máxima(Amps)= 0,32
- Velocidad sin *carga* (Rpm) = 3683
- Velocidad promedio (Rpm) = 3100
- Diametro del eje(mm) = 4
- Longitud de eje (mm) = 15
- Tamaño(mm) = 38D * 100L

Las cajas reductoras constan de cuatro piñones y un eje estriado, que dan como resultado una relación de velocidad $m=100$, como esta fuente motriz consta de dos cajas reductoras obtuvo una velocidad final de 0,36 rpm que aunque es una

velocidad muy baja es la requerida para que toda la máquina funcione correctamente.

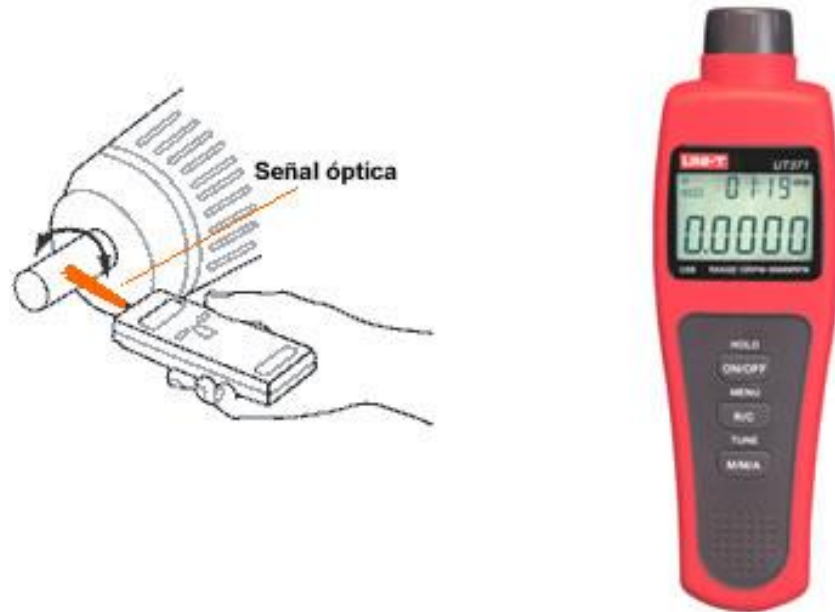
Construcción fuente motriz

Esta es una de las secciones de la máquina a la cual se le realizaron cambios considerables, ya que el primer motor utilizado fue de 110 AC, que aunque cumplía con los requerimientos de velocidad, funcionaba correctamente en un lapso de tiempo de cuatro minutos, posterior a este intervalo, se recalentaba y se apagaba. Por tal razón fue necesario reemplazarlo por un motor de 24 V CC ver figura 6. Dicho motor no contaba con ninguna especificación de funcionamiento, con lo cual fue necesario usar un medidor de revoluciones ver figura 5. Plasmando los resultados en la siguiente tabla.

Tabla 49. Rodamientos del prototipo.

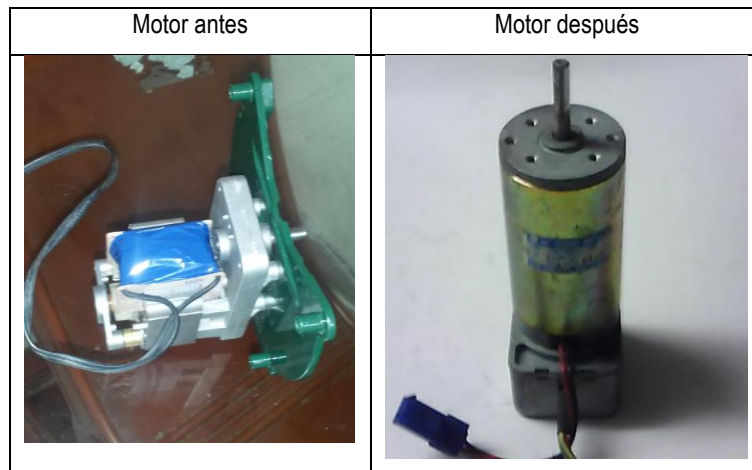
Velocidad (rpm)	Voltaje(v)
3683	12
1240	5
800	3

Figura 73. Medidor de revoluciones



Fuente: Google. Disponible en: <https://www.google.com.co>

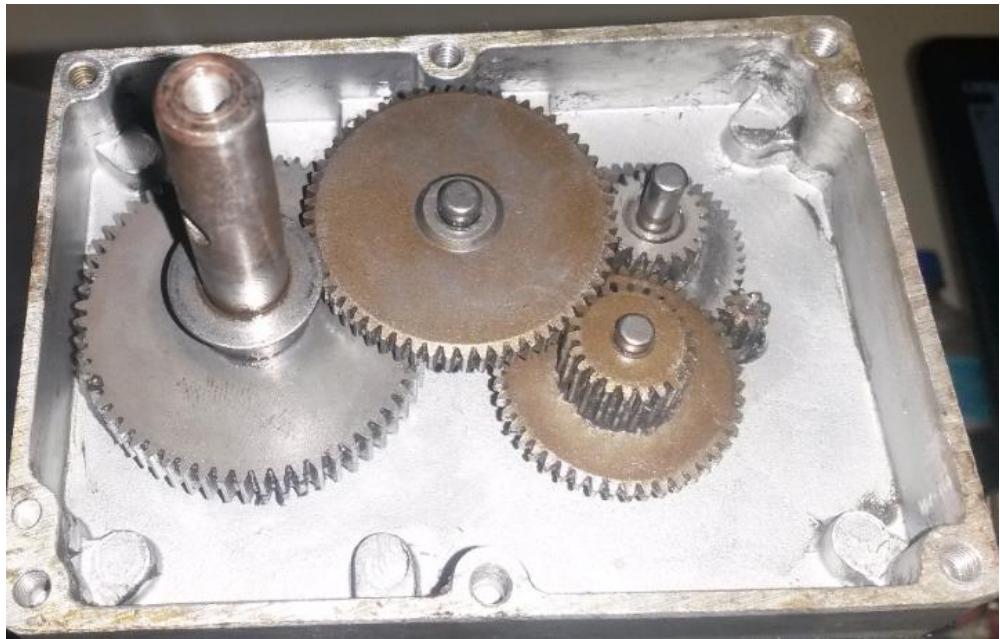
Figura 74. Motores utilizados como fuente motriz de la máquina, del lado derecho podemos ver el motor seleccionado finalmente.



Caja reductora.

Según lo propuesto, el requerimiento de velocidad para la máquina debía ser de 0,3 rpm, como la velocidad especificada es muy reducida, no se encontró en el mercado un motor reductor que cumpliera con estas especificaciones. Como la velocidad de referencia es de 3683 rpm, y la que se debe ser entregada a la máquina es de 0,3 rpm se utilizaron dos cajas reductoras, ver figura 7 cada una con una relación de velocidad $m = 100$ obteniendo una velocidad última de 0,36 rpm que es muy cercana al valor requerido por lo que la tomamos como válida.

Figura 75. Moto reductor.



Tanto las cajas reductoras, como el motor utilizados eran completamente independientes, por tal razón se debió hacer un montaje particular para acoplarlos debidamente, teniendo especial cuidado en mantener correctamente alineados sus ejes para un correcto funcionamiento, se obtuvo como resultado un motor

reductor, ver figura 8, con una velocidad de 0,36 rpm que fue la velocidad requerida para la fuente motriz de la máquina.

Figura 76. Motor reductor completamente finalizado el cual baja la velocidad de 3680 rpm a tan solo 0,36 rpm.



5.2.2.3 Sistema de Prensado: Luego de descartar posibles mecanismos que permitieran el transporte de las piezas de trabajo, y que al mismo tiempo las sujetara para poder realizar el proceso de desbaste, se seleccionó finalmente un sistema basado en una superficie deslizante, que adicional, está compuesta por 17 pistones el cual giran gradualmente sobre dicho plano, manteniendo linealidad con el piñón guía.

En la parte superior del sistema se encuentra un piñón encargado de brindar el movimiento de giro necesario para las piezas orientadoras de los resortes que ayudan al sistema a generar presión en uno de sus lados mientras al otro lado

está completamente libre de presión, en general todo el sistema está compuesto de la siguiente manera:

Construcción del sistema de prensado superior

- **Resortes y tornillos:**

Luego del diseño conceptual de la fuerza requerida para sujetar la pieza de trabajo se construyeron 17 resortes en acero inoxidable los cuales cuentan con un tornillo guía, cada uno brindándole linealidad en la fase tanto de compresión como de extracción.

Figura 77. En la parte inferior derecha se observan el resorte junto con los tornillos utilizados y en la parte superior vemos el sistema completo con los resortes y tornillos ya ensamblado.



- **Ruedas guías:**

El objetivo de estas piezas es dar linealidad y precisión en el momento del prensado del material de trabajo, dichas piezas fueron construidas en acrílico por su facilidad de corte y buen terminado, inicialmente el sistema solo estaba compuesto por tres ruedas dos en la parte inferior y una para la parte donde deslizarían los tornillos junto con los resortes, pero debido a la falta de estabilidad y precisión en el momento de prensado fue necesario rediseñar y el sistema y colocar 2 ruedas unidas mediante una pieza de teflón que le dio rigidez y precisión al sistema.

Figura 78. Ruedas guías.



Finalmente se procedió a ensamblar cada componente de la pieza, dando como resultado una pieza rígida, funcional y muy eficiente, la cual cumplió a cabalidad con el trabajo requerido, prensando las piezas de trabajo con el ajuste esperado,

sin dejarlas deslizar en el momento del desbaste, luego liberándolas tal como se esperaba.

- **Componentes testantes que comprenden el sistema de prensado superior.**

para este fue necesario construir dos ruedas en acrílico con una cortadora laser, se construyó una rueda más pequeña en teflón para unir las otras dos con la finalidad de darle rigidez y linealidad al momento de montarla sobre el eje, además los resortes también se construyeron en acero inoxidable dándole las características necesarias para la sujeción de la pieza de trabajo, los tornillos que sirvieron como guía a los resortes junto con las arandelas y las tuercas fueron adquiridas en una ferretería.

Figura 79. Componentes adicionales del sistema de prensado superior.



Construcción del Sistema de prensado inferior

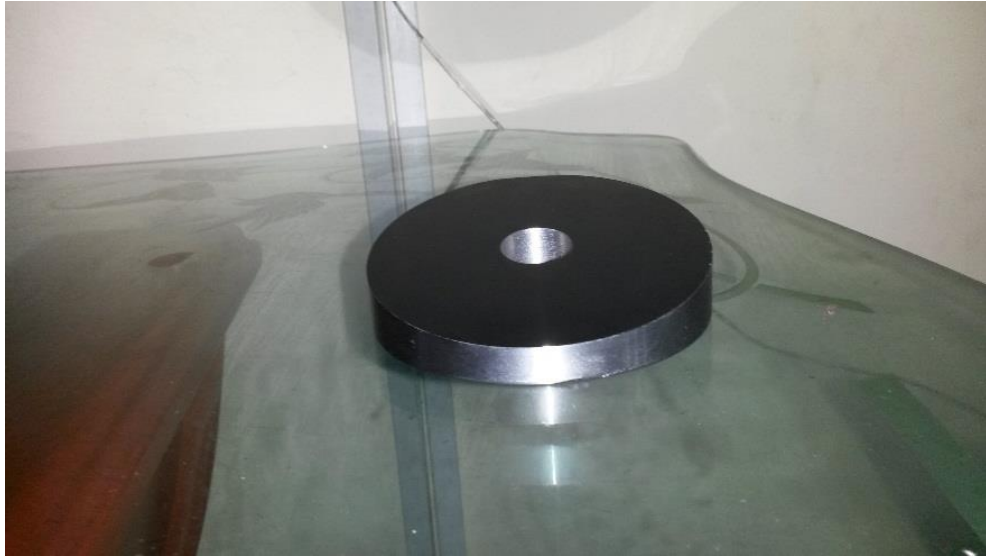
Ya que el sistema está compuesto por piezas de pequeñas dimensiones, la construcción de esta área se tornó compleja, debido a que el espaciamiento era muy reducido.

- **Superficie deslizante.**

Esta pieza está hecha de acero inoxidable, para evitar posibles oxidaciones del material, asimismo consta de un acabado superficial muy fino ya que se requiere que exista la mínima fricción posible en dicha área, y así facilitar el deslizamiento de los pistones. La superficie tiene una inclinación de 10° que ayuda a mantener la posición de los pistones, tanto en el área de compresión, como de contracción, generando una diferencia de altura en los pistones de 15 mm.

La construcción de esta pieza fue hecha en un taller de mecanizado, dando primero la forma deseada al material en un torno, y posterior a esto en una máquina limadora produciendo una superficie inclinada a 10° . Reiterando que dicha área mecanizada tendría un excelente acabado superficial brindando movimiento guía a los pistones soportados en ella.

Figura 80. Superficie deslizante (leva).



- **Pistones**

Consiste en un pistón cuyo extremo externo dispone de una rotula, para permitir juego en su movimientos (similar a los que contienen una bomba de engranajes axiales), los pistones están recubiertos por bujes de cobre para evitar fricción al momento que deslicen en los orificios de la rueda guía.

Inicialmente fueron construidos en un centro de mecanizado. Se utilizó teflón por su facilidad de maquinado y fácil montaje o desmontaje entre la base y el cuerpo del pistón. Al momento de hacer las pruebas respectivas evaluando exactitud y poco juego en su movimiento axial, se observó que contenía fricción en los elementos críticos (los pistones y el plato guía). Para solucionar este problema fue necesario hacer unos bujes de bronce para recubrir cada pistón, al momento de volver a hacer las pruebas se vio que la solución planteada fue la correcta ya que los pistones deslizaban correctamente sin quedar atascados.

Figura 81. Pistones deslizantes en teflón recubiertos de cobre.



- **Anillo de sujeción**

El objetivo de esta pieza es sujetar el plato deslizante inferior de tal manera que no obstruya su movimiento circular, pero que tampoco dejara salir la pieza, por esta razón fue necesario tomar medidas muy precisas con la ayuda de un micrómetro para que por ningún motivo el movimiento de las bases de los pistones fuera obstruido.

Figura 82. Componentes sistema de prensado inferior.



5.2.2.4 Sistema de fresado: Para el diseño de todo el sistema de fresado se tuvo en cuenta principalmente la disponibilidad de espacio, ya que uno de los motores tenía que ir dentro del sistema de resortes, por lo tanto fue necesario utilizar un par de motores con las siguientes especificaciones:

- Rango de Voltaje (VDC) = 1,5 – 9
- corriente Máxima(Amps)= 0,026
- Velocidad sin *carga* (Rpm) = 3100
- Velocidad promedio (Rpm) = 2450
- Torque(g – cm) = 12,6
- potencia (W) = 0,33
- Diametro del eje(mm) = 2
- Longitud de eje (mm) = 10
- Tamaño(mm) = 32D * 17L

También se utilizó un par de fresas de 0,3 mm de diámetro las cuales están sujetas a los motores por medio de acoples de acero inoxidable, para dar mayor rigidez al sistema.

Figura 83. Motores y fresas con sus respectivos acoples.



5.2.2.5 Otros componentes estructurales: Tanto las estructuras superior e inferior de la máquina fueron construidas con acrílico además de todas las piezas de sujeción de los motores y piezas encargadas de transporte de material de trabajo ya que este material es ideal para dar rigidez y una correcta sujeción de los componentes de la máquina.

Figura 84. Piezas en acrílico.



- **Construcción de piezas en acrílico.**

La mayoría de piezas tanto estructurales como de sujeción fueron construidas a partir de acrílico cortado con láser, la razón por la que se utilizó este material fue por sus propiedades especiales tales como alta resistencia, durabilidad, liviano. En su gran mayoría, los componentes estructurales fueron construidos en acrílico por su facilidad de corte a partir de un diseño previo CAD, además de la fácil visualización que este material nos brinda acerca del funcionamiento de la máquina por su aspecto transparente. Ver figura 72.

Figura 85. Corte de acrílico en una cortadora laser.



- **Uso de otros materiales estructurales en acero inoxidable.**

Como la máquina tiene diversos componentes que deben estar distanciados por cierta altura se tuvo que construir cuatro distanciadores para sujetar la estructura que contiene el par de engranajes superior, además se utilizaron dos distanciadores de mayor diámetro para sujetar los motores encargados del desbaste de las piezas de trabajo.

Figura 86. Materiales estructurales en acero inoxidable.



5.3 RESULTADO DEL PROTOTIPO

A Continuación se presenta la maquina completamente ensamblada, con todos los componente que la abarcan. Se realizaron algunas pruebas para determinar que la pieza de trabajo si se sujetara por medio de los resortes, el cual fue satisfactorio. El refrentado de las piezas no fue el esperado, debido a las interferencias que se encuentran en los ejes, con el acrílico, ya que este no tiene un acabado superficial fino.

Figura 87. Ensamble general de la máquina.



De igual forma, el material implementado por los pistones deslizantes, junto con el acero inoxidable de la rueda no permite el movimiento libre rotatorio de estos, produciéndose así pausas en el avanzado. Se sabe que la maquina real, cuenta con acabados superficiales muy finos en los elementos critico como, ruedas guía, pistones, las rotulas de los pistones, los tornillos guía para los resortes, lo cual genera un poca pérdida en potencia, generando mayor eficiencia. Para la maquina real, los componentes están debidamente diseñados para que exista una linealidad entre cada pieza.

Las especificaciones requeridas para la maquina real, plasmada a escala de 1/4, tiene su probabilidad alta de fallo, de acuerdo a la diferencia de los materiales tanto diseñados, como los que se requieren implementar en el prototipo.

La construcción del prototipo se llevó a cabo con materiales conseguidos en la industria colombiana, pero con poco acabado en las piezas críticas, debido al material de fabricación.

Figura 88. Referencias visuales del acabado del prototipo.



Ya que los elementos de transmisión de potencia, eran complicado de conseguir, se seleccionaron unos piñones rectos de moto que alinearan adecuadamente, pero se observó que a bajas revoluciones, y con el contacto del eje al acrílico, se generaba un juego que impedían la linealidad entre el pistón y la pieza de trabajo, por lo cual se generaba un porcentaje de corrimiento de la pieza al ser mecanizada. Ese inconveniente se esperaba, debido al armazón.

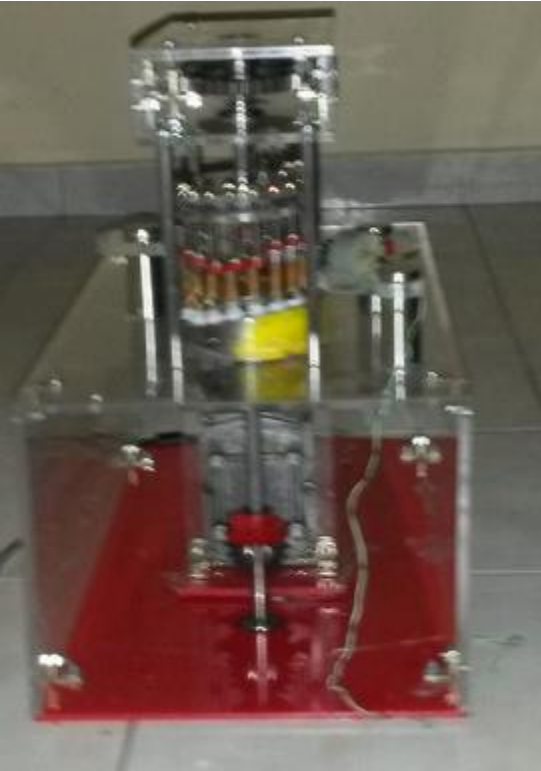
Figura 89. Corte de la pieza de trabajo, corrimiento esperado.



El resto de observaciones que se dieron en la prueba del prototipo se postularon en conclusiones, ya que lo que se requería presentar en el proyecto, era la precisión con la que debería estar interrelacionar pieza con pieza para así consolidar un mecanismo que cumpliera el objetivo.

El prototipo es funcional, pero, a esta escala, es necesario replantear los materiales y acabados que deberían llevar cada uno de ellos, lo cual generaría un costo adicional de fabricación de las piezas para consolidar que el mecanismo escogido funciona con garantía.

Figura 90. Ensamble, lateral derecho.



6. ANÁLISIS DE COSTOS

6.1 ANÁLISIS DE COSTOS PARA LA MAQUINA DISEÑADA.

Para realizar el respectivo análisis de costos de la máquina, es necesario cotizar los precios de todos los componentes que se utilizaron en el desarrollo, Esta cotización, se deberá hacer de la forma más completa posible.

Es importante tener en cuenta que esta cotización es una estimación, ya que algunos componentes, como el acero y el hierro, se cotizan en dólares respectivamente, lo cual presenta que el resultado final de la cotización varíe progresivamente, según los movimientos del mercado.

Otro aspecto importante es la mano de obra, ya que algunas piezas necesitan un acabado superficial fino, el cual aumenta el costo en la fabricación de la pieza ya que se necesita personal calificado para tal fin.

Tabla 50. Componentes de la máquina.

Cantidad	Componente	Mecanizado	Costo
2	Láminas con dimensiones (1600*710 [mm]). Espesor 50 mm Acero A 26.	No aplica	\$247000
1	Láminas con dimensiones (1600*1000 [mm]). Espesor 50 mm Acero A 26.	No aplica	\$253000
2	Laminas con dimensiones (960*710 [mm]). Espesor 50mm Acero A. 26	No aplica	\$140000
3	Tubo estructural, sección cuadrada (30 mm* 30mm espesor 3,2 mm) la sección viene por 6 metros.	No aplica	\$130700
1	Lamina de acero inoxidable (1600 mm*1000mm) de calibre 1.1/2	1000000	\$595000

Cantidad	Componente	Mecanizado	Costo
	in.		
1	Tubo en acero d. exterior 4[in] 1 metro.	No aplica	\$37000
1	Lamina (100mm*100mm) espesor 1. ½ [in]	No aplica	\$16000
SUBTOTAL		1000000	\$1.418700

TOTAL	2418700
--------------	----------------

Tabla 51. Componentes del sistema de prensado.

Cantidad	Componentes	Mecanizado	Costo
17	Resortes, material aleación cromo-silicio	No aplica	85000
1	(Tornillos guía). Barra de acero SAE 1045. Diámetro 35 [mm], longitud. 4 metros.	435000	\$300000
1	(Bujes espaciadores de bronce), tubo de bronce diámetro exterior 40 mm e interior 25 mm. Longitud 1.5 m	\$340000	\$340000
2	Discos guía acero inoxidable.	\$600000	\$200000
1	Discos guía acero inoxidable. Espesor 2 [in]	\$300000	\$100000
1	Disco guía acero inoxidable. Espesor [2 in]		\$100000
1	Pistones. Una barra de acero inoxidable de diámetro 1.1/8 in de longitud 1.7 metros.		900000
1	Leva. Barra de acero con un espesor equivalente a 9 [in] long. 12 cm	450000	90000
SUBTOTAL		2125000	2115000
TOTAL			4240000

Tabla 52. Componentes del sistema de fresado.

Cantidad	Elemento	Mecanizado	Costo
2	Motor reductor. Ref. NDP 120/521.	No aplica	\$ 1400000
1	Sistema de refrigeración.	No aplica	\$900000
2	Fresas	No aplica	\$100000
2	Mandriles	No aplica	\$400000
2	Soporte de los moto reductores	\$100000	\$50000
SUBTOTAL		\$100000	2850000
TOTAL		\$2950000	

Tabla 53. Sistema de transmisión de potencia.

Cantidad	Elemento	Mecanizado	Costo
4	Engranajes rectos	No aplica	2400000
2	Engranajes cónicos	No aplica	600000
1	Barra de acero 4340, diámetro. D(60 mm)	300000	40000
2	Barra de acero 1020,,	600000	80000
1	Motor Motriz	No aplica	486500
2	Motor reductores	No aplica	2786000
SUBTOTAL		900000	6392500
TOTAL		7292500	

Tabla 54. Costo total de la máquina.

GASTOS GENERALES	VALOR
Papelería (Memorias, fotocopias, carpetas, empastes, bolígrafos...)	\$180.000
Bibliografía(libros técnicos y manuales)	\$85.000
Transporte	\$200000
Asesoría en el diseño de la maquina	\$300.000
Trabajo intelectual	\$3.000.000
Asesoría profesional	\$1.800.000
Subtotal	\$5.565000
GASTOS CONSTRUCTIVOS	

GASTOS GENERALES	VALOR
Materiales y elementos	\$14.901.200
Proceso de fabricación	\$4.125.000
Subtotal	19.026.200
TOTAL	\$24.591.200

El valor dado por la cotización, está en el rango de los requerimientos de diseño, ya que se plasma que la maquina tenga un valor menor a los 30 millones de pesos, contando imprevisto.

7. CONCLUSIONES

- A partir de las diferentes pautas encontradas en manuales, normas, libros, tesis y demás documentos, y con los conocimientos adquiridos en ingeniería mecánica, se diseñaron y seleccionaron debidamente los elementos correspondientes a la maquina cortadora de caras planas en accesorios de gas, plasmándola en un prototipo a escala de $\frac{1}{4}$.
- Se ha diseñado y construido un prototipo a escala de $\frac{1}{4}$ en acrílico, para visualizar el funcionamiento y el comportamiento que tendría la maquina real, al ser sometida a largas jornadas de producción, refrenantado caras planas en accesorios hechos en balzo. Teniendo una idea clara de cuáles serían sus falencias, y así plantear posibles soluciones.
- Se analizaron las diferentes alternativas de acuerdo al mecanismo más eficiente y funcional que debería llevar la máquina, tanto para realizar el proceso de mecanizado, como para reducir los tiempos muertos en la elaboración del corte, y el riesgo presente en el operario, acomodando la pieza en la línea de producción y descargándola, una vez refrentada.
- El diseño de la máquina, y el prototipo construido, permitirá solventar la necesidad de las empresa productoras de este tipo de accesorios, que deseen implementan en su línea de producción, un sistema seguro, confiable, continuo y de fácil mantenimiento.
- El tipo de máquina diseñada, es normalmente nombrada como un sistema transfer, el cual cumple una o varias funciones, para un fin específico. En este caso en particular, el diseño de producción se da en forma circular, con el fin mantener el proceso en un espacio reducido, retornando la pieza de trabajo al

mismo punto de su inicio. Tomando como ventaja el dimensionamiento que tendría la compañía para implementar la máquina si se tomase la decisión de construcción.

- El sistema de sujeción implementado en la maquina cumple su función adecuadamente, brindándole la fuerza suficiente a la pieza, para que esta no se deslice al momento del refrentado, gracias a la compresión del resorte.
- La ventaja principal del mecanismo se da en la distribución de potencia, debido a que la energía dada por el motor, se representa directamente en el movimiento angular de la rueda (transporte de piezas por la línea de producción), venciendo la resistencia que se genera en el corte de la cara plana, por lo cual no se necesita que gran parte de la energía proporcionada por el sistema motriz se vincule directamente con la compresión de la pieza. Demostrando que la energía elástica puede aportar, mediante los mecanismos apropiados, una función relevante en cualquier máquina.
- Para que el sistema en general se comporte eficientemente, las pérdidas de energía en su transmisión deberán ser lo menor posible. En la máquina, esto se refleja en la precisión del ensamble, el cual se dedujo en la prueba realizada al prototipo, donde se observó que no cumplía con la cantidad de piezas a refrentar por hora debido a la escasa linealidad que se generaba en su puesta en marcha. Entre más interferencias o juegos entre los elementos principales se presenten, menor será su efectividad, es por ello que los ajustes, tanto en la rueda del sistema de prensado inferior con el pistón, como en el del tornillo guía con la rueda superior deberán ser deslizantes con un acabado fino, de igual manera la alineación de los piñones en el transporte de la potencia, como el acabado superficial de la leva guía.

8. RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES

- Si el fabricante tiene la necesidad de variar los diámetros en las piezas de trabajo, lo puede hacer, cambiando las dimensiones del elemento encargado de guiarlas, teniendo en cuenta que dicho cambio no puede exceder de 1 cm ,tanto externa como internamente. Este es el rango de diámetros en el que se maneja este tipo de piezas, sin variar su altura. De igual manera puede variar la profundidad del corte a realizar, introduciendo o alejando los motores de fresado en un rango milimétrico.
- La máquina tiene el espacio suficiente, gracias al diseño de su estructura para el acomodamiento de un sistema cuya función sea la de posicionar la pieza en su ruta de mecanizado. Eso es solo si el fabricante desea reducir costos a futuro por el costo del operario.
- Una de las singularidades que se exhibe en el diseño, es que el operario que introduce las piezas a la ruta de mecanizado. No presenta alto riesgo de accidentalidad. Claro está, llevando apropiadamente sus epp (elementos de protección personal), debido a que en la sección de la maquina con la que él se relaciona, ningún mecanismo puede afectar su integridad.
- Las pruebas realizadas en el prototipo se hicieron con una pieza de valso, ya que la potencia que genera el dispositivo, no es lo suficientemente elevada para simularlo con acero. Las deficiencias que se generaron en el corte del material, se debe a los juegos que contiene la maquina (interferencias) el cual impiden una óptima linealidad en el movimiento vertical de los elementos. Para impedir que esto suceda, debe existir una precisión alta, con acabados muy finos, el cual se dificulta en el prototipo, ya que las estructura está hecha de acrílico.

BIBLIOGRAFÍA

Baker, Glenn E. Procesos Básicos de Manufactura. Editorial MC Graw Hill 2002.

HAMROCK, B.J. And Jacobson. y Shmid, S.R. "Elementos de Maquinas", Mc Graw Hill 2000.

MATWEB. "Propiedades físicas mecánicas de materiales" www.matweb.com

MOTT, Robert L. "Diseño de elementos de máquinas", Mc Graw Hill 2000.

NORTON, Robert L. "Diseño de Maquinas", Mc Graw Hill 2000.

NSK. "Catalogo nks". www.nskamericas.com.

ROSSI, Mario. "Máquinas y Herramientas Modernas ".Vol. 1-2. España: DOSSAT S.A, 1981.

SHIGLEY, Joseph Edward. "Fundamentos de Diseño de Maquinas". Ciudad de México: Mc Graw Hill 2000, 1993.

SKF. "Catalogo skf". www.rodamientos.mx.

Transtecno. "Catalogo transtecno motor reductores". www.transtecno.com

WEG. "Catálogo WEG Motores de baja tensión". www.weg.net/co.

ANEXOS

ANEXO A. Referencias visuales de la caracterización del resorte.

Procedimiento

Para la respectiva caracterización del resorte a utilizar en todas las pruebas realizadas durante el proyecto, se lleva a cabo un procedimiento de montaje el cual consta de los siguientes objetos.

- Resorte
- Taladro de columna manual (ubicado en el taller de mecánica)
- Comparador de caratula
- Dinamómetro.

Inicialmente se acomoda el resorte en el área donde debiese ubicarse la pieza a taladrar, la máquina herramienta internamente está compuesta por un muelle el cual le da la estabilidad para moverla de forma vertical a la pieza.

Figura 1.



Una vez ubicado el resorte, se sujeta el comparador de caratula a la sección superior de este, para posteriormente tomar la medición de deformación que se presente en el momento su compresión.

Figura 2.



Gracias a la manivela que tiene la máquina herramienta. El cual le brinda el movimiento vertical. Se procede a realizar el montaje del dinamómetro, el cual medirá la fuerza de empuje axial que se le realice manualmente, tomando como referencia la tensión que ya está generada, debido al muelle interno de la máquina.

Figura 3



Teniendo ya el montaje de la prueba completo, se le aplica una fuerza vertical a la manija del dinamómetro, el cual se verá proyectada en la compresión del resorte, a medida que el resorte se comprima, el medidor de caratula tomara diversas lecturas, dependiendo de la fuerza.

Se realizan varias mediciones, las cuales se postulan en una tabla de Excel, confrontando fuerza aplicada vs deformación del resorte, para así poder caracterizarlo.

Figura. 4



Imágenes restantes de referencia.

Figura 5



Figura 6



Figura 7.



ANEXO B. Lista de figuras, gráficas y tablas tomadas por el libro diseño de elementos de máquinas mott.

A

Material designation	Grade	Typical Hardness ^a	Bending strength, S_b		Contact strength, S_c	
			lb/in. ²	MPa	ksi	MPa
Steel						
Through-hardened ^b	1	180-400 HB	0.0773 HB + 12.8	0.533 HB + 88.3	0.349 HB + 34.3	2.41 HB + 237
	2	180-400 HB	0.102 HB + 16.4	0.703 HB + 11.3	0.322 HB + 29.1	2.22 HB + 200
Carburized & hardened	1	55-64 HRC	55.0	380	180.0	1240
	2	58-64 HRC	65.0 ^c	450 ^c	225.0	1550
	3	58-64 HRC	75.0	515	275.0	1895
Nitrided and through-hardened ^b	1	83.5 HR15N	0.0823 HB + 12.15	0.568 HB + 83.8	150,000	1035
	2	—	0.1086 HB + 15.89	0.749 HB + 110	163,000	1125
Nitralloy 135M and	1	87.5 HR15N	0.0862 HB + 12.73	0.594 HB + 87.76	170,000	1170
Nitralloy N, nitrided ^b	2	87.5 HR15N	0.1138 HB + 16.65	0.784 HB + 114.81	183,000	1260
2.5% Chrome, nitrided ^b	1	87.5 HR15N	0.1052 HB + 9.28	0.7255 HB + 63.89	155,000	1070
	2	87.5 HR15N	0.1052 HB + 22.28	0.7255 HB + 153.63	172,000	1185
	3	87.5 HR15N	0.1052 HB + 29.28	0.7255 HB + 201.81	189,000	1305
Cast Iron						
ASTM A48 gray cast iron, as-cast	Class 20	—	5.00	34.5	50.0-60.0	345-415
	Class 30	174 HB	8.50	59	65.0-75.0	450-520
	Class 40	201 HB	13.0	90	75.0-85.0	520-585
ASTM A536 ductile (nodular) iron	60-40-18	140 HB	22.0-33.0	150-230	77.0-92.0	530-635
	80-55-06	179 HB	22.0-33.0	150-230	77.0-92.0	530-635
	100-70-03	229 HB	27.0-40.0	185-275	92.0-112.0	635-770
	120-90-02	269 HB	31.0-44.0	215-305	103.0-126.0	710-870
Bronze						
$S_{ut} > 40,000$ psi ($S_{ut} > 275$ GPa)			5.70	39.5	30.0	205
$S_{ut} > 90,000$ psi ($S_{ut} > 620$ GPa)			23.6	165	65.0	450
Powder Metal						
FL-4405, $\rho = 7.30$ g/cm ³		80 HRB	49.0	340	282.0	1945
FLN2-4405, $\rho = 7.35$ g/cm ³		90 HRB	60.0	410	180.0	1240
FLC-4608, $\rho = 7.30$ g/cm ³		65 HRB	95.72	660	210.0	1450
FN-0205, $\rho = 7.10$ g/cm ³		69 HRB	30.0	210	180.0	1240

^a Hardness refers to case hardness unless through-hardened.
^b See Figs. 14.24 and/or 14.25.
^c 70,000 psi (485 MPa) may be used if bainite and microcracks are limited to grade 3 levels.

B.

The hardness ratio factor is defined by

$$C_H = 1.0 + A'(g_r - 1.0) \quad (14.45)$$

where g_r is the gear ratio given by Equation (14.3) and A' is defined by

$$A' = \begin{cases} 0 & \frac{HB_P}{HB_G} < 1.2 \\ (8.98 \times 10^{-3}) \left(\frac{HB_P}{HB_G} \right) - 8.29 \times 10^{-3} & 1.2 \leq \frac{HB_P}{HB_G} \leq 1.7 \\ 0.00698 & \frac{HB_P}{HB_G} > 1.7 \end{cases} \quad (14.46)$$

where HB_P = Brinell hardness of pinion

HB_G = Brinell hardness of gear

A special case occurs when work-hardening of the gear teeth can occur. For hardened pinions (Rockwell C hardness of 48 or greater) and through-hardened steel gears (180 to 400 Brinell hardness), the correction factor is a function of surface finish, as shown in Figure 14.27. This can be calculated from

C.

Table 14.6 Reliability factor K_R

Probability of survival, percent	Reliability factor ^a K_R
50	0.70 ^b
90	0.85 ^b
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

^aBased on surface pitting. If tooth breakage is considered a greater hazard, a larger value may be required.

^bAt this value plastic flow may occur rather than pitting.

SOURCE: [From AGMA 2101-C95 (1999).]

D.

Table 14.8 Application factor as function of driving power source and driven machine

Fuente de Potencia Power Source	Driven Machines			
	Uniform	Light Shock	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75
Light shock	1.20	1.40	1.75	2.25
Moderate shock	1.30	1.70	2.00	2.75

Impulso ligero
Impulso moderado

maquina impulsada

Impacto

E.

plied.

$$C_{mc} = \begin{cases} 1.0 & \text{for uncrowned teeth} \\ 0.8 & \text{for crowned teeth} \end{cases}$$

para dientes
para dientes

Factor C_{pf}

... under load and is shown

F.

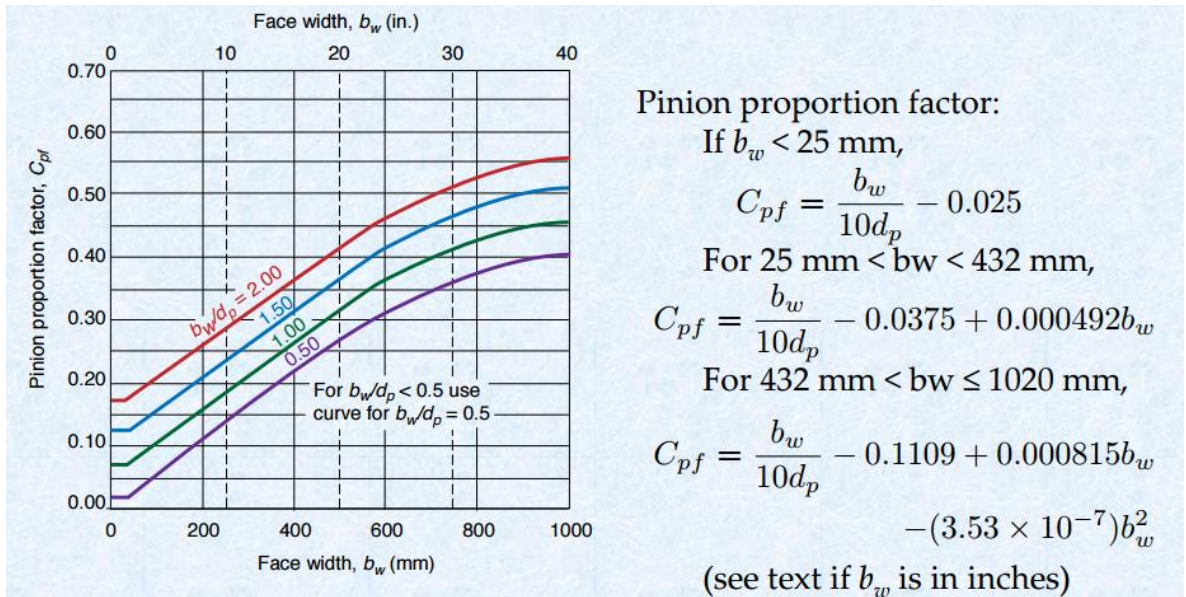
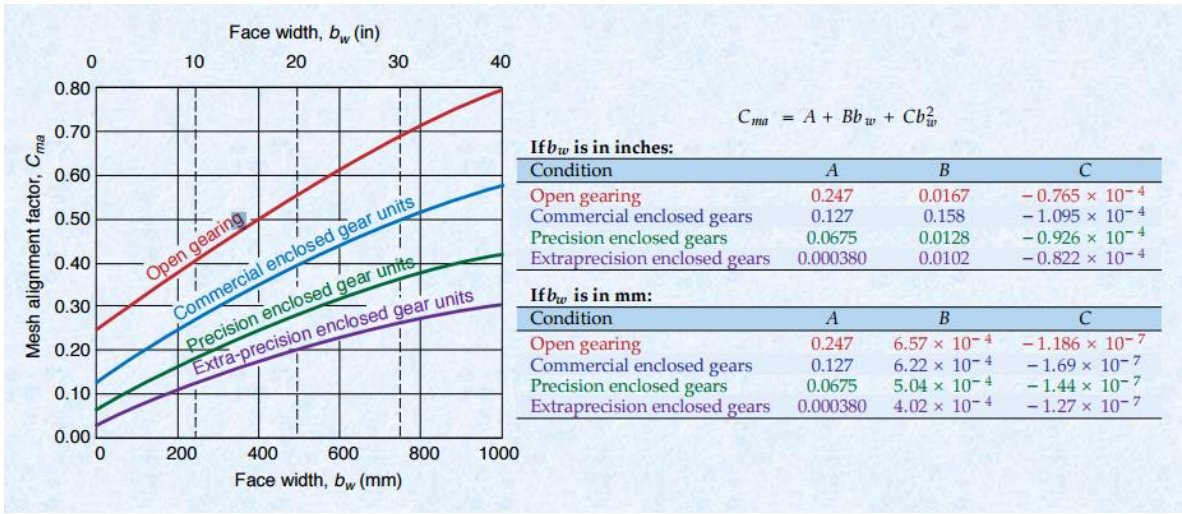
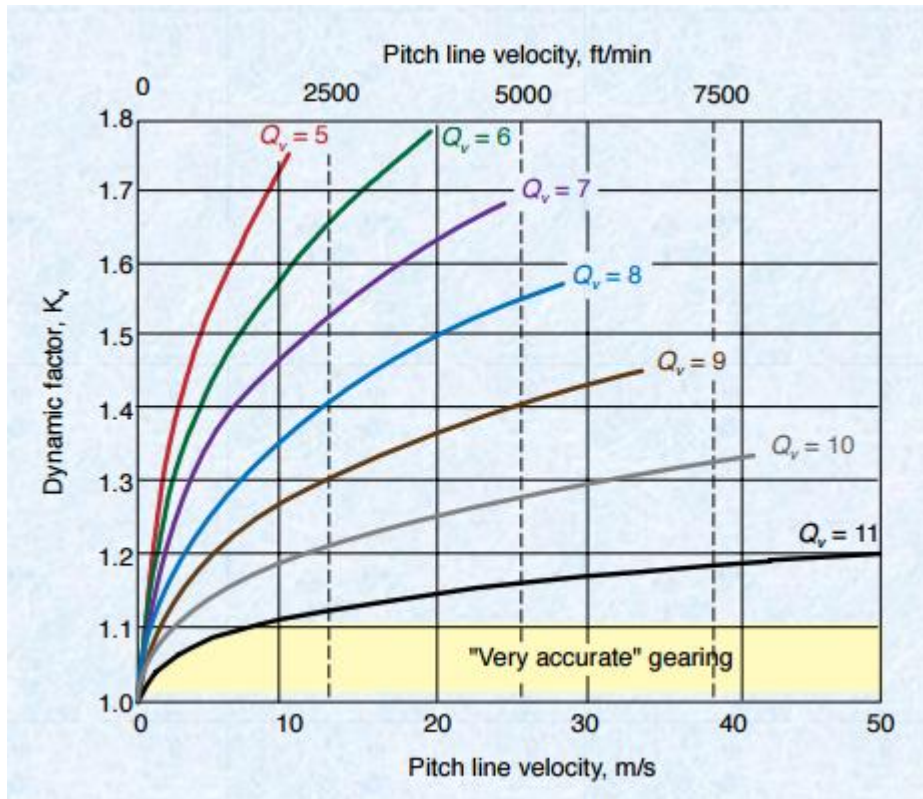


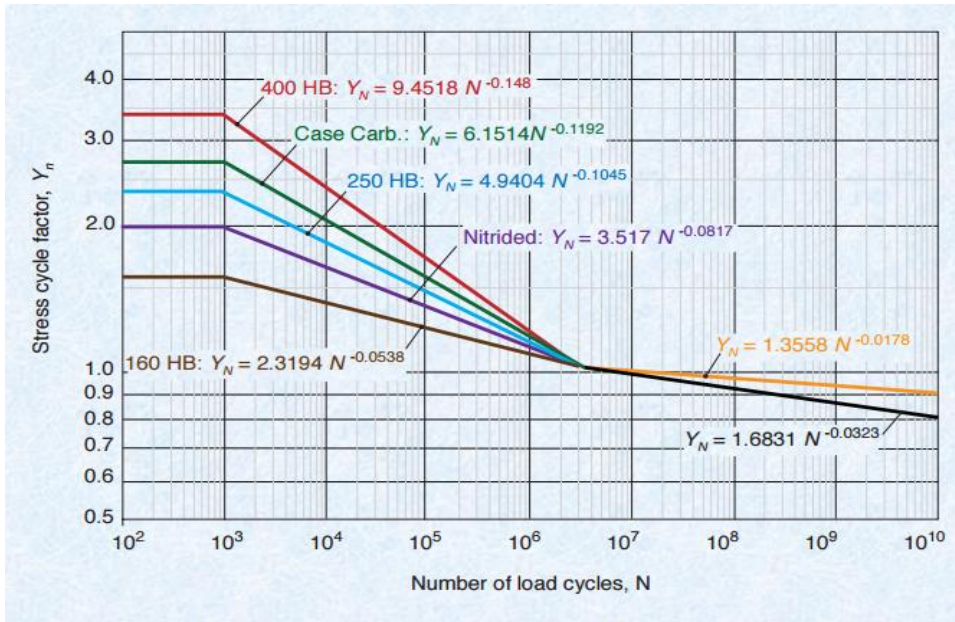
Tabla G.



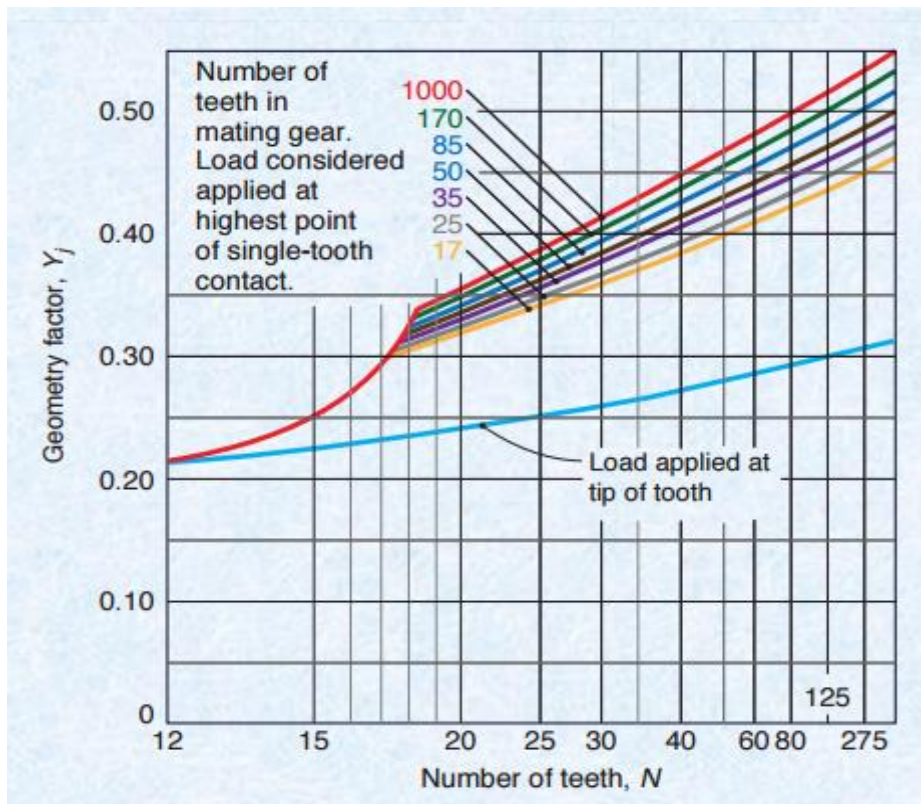
H.



I.



J.



ANEXO C. Relación de poisson ν .

Relación de poisson ν

Material	Relación de poisson
Hierro colado	0,25-0,27
Acero	0,27-0,3
Aluminio	0,32
Titanio	0,33

Fuente. Mott, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Capítulo 2, pág. 36.

ANEXO D. Calculo de los factores correspondientes para la obtención del diámetro de los ejes.

Parámetro	Ecuación	Valor
Momento torsor máximo τ	No aplica	$\tau = 2387 \text{ N}^*\text{m}$
Momento flector máximo resultante M	$M = (M_{xy}^2 + M_{zy}^2)^{1/2}$	$M = 6854$ Donde $M_{xy} = 2904,98$ $M_{yz} = 6207,99$
Factor de servicio n_s	No aplica	$n_s = 1,3$
Factor de concentración de esfuerzo para chaflán con borde redondeado K_f	Tomado en el punto b para chaflán en hombro con borde redondo	$K_f = 1,5$
Esfuerzo a la fluencia del acero al carbono AISI 1020. Fuente: www.matweb.com δ_y	Este valor está en Mega pascales ($\frac{N}{m^2}$)	$\delta_y = 1165 \text{ Mp}$
Esfuerzo ultimo del acero al carbono AISI	Este valor está en Mega pascales ($\frac{N}{m^2}$)	$\delta_u = 1255 \text{ Mp}$

Parámetro	Ecuación	Valor
4340. Fuente: www.matweb.com δ_u		
Límite a la fatiga del esfuerzo del acero bajo condiciones ideales δ_n	$s_n = 0,5 \cdot s_u$	$S_n = 627,5 \text{ Mp}$
Límite a la fatiga modificado S_{nm}	$S_{nm} = s_n \cdot C_m \cdot C_{st} \cdot C_R$	$S_{nm} = 627,5 \text{ Mp}$
Factor de tipo de material C_m		$C_m = 1$
Factor de esfuerzo flexionante C_{st}		$C_{st} = 1$
Factor de confiabilidad C_R		$C_R = 0,9$
Diámetro mínimo para el eje 1 d_1	$d_1 = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \cdot \left(\left[\frac{K_t \cdot M}{S_{nm}} \right]^2 + 3 / 4 \cdot \left[\frac{T}{S_y} \right]^2 \right)^{1 / 2} \right]$	$d_1 = 6 \text{ cms}$

Cálculos de factores para el eje 2.

Parámetro	Ecuación	Valor
Momento torsor máximo τ	No aplica	$\tau = 322,45 \text{ N} \cdot \text{m}$
Momento flector máximo resultante M	$M = (M_{xy}^2 + M_{zy}^2)^{1/2}$	$M = 239 \text{ N/m}$
Factor de servicio n_s	No aplica	$n_s = 1,3$
Factor de concentración de esfuerzo para chaflán con borde redondeado K_f	Tomado en el punto b para chaflán en hombro con borde redondo	$K_f = 1,5$
Esfuerzo a la fluencia del acero al carbono AISI 1020. Fuente: www.matweb.com δ_y	Este valor está en Mega pascales ($\frac{N}{m^2}$)	$\delta_y = 350 \text{ Mp}$
Esfuerzo ultimo del acero al carbono AISI 1020. Fuente: www.matweb.com δ_u	Este valor está en Mega pascales ($\frac{N}{m^2}$)	$\delta_u = 420 \text{ Mp}$
Límite a la fatiga del esfuerzo del acero bajo condiciones ideales δ_n	$s_n = 0,5 \cdot s_u$	$S_n = 225 \text{ Mp}$
Límite a la fatiga modificado S_{nm}	$S_{nm} = s_n \cdot C_m \cdot C_{st} \cdot C_R$	$S_{nm} = 202,5 \text{ Mp}$
Factor de tipo de material C_m		$C_m = 1$
Factor de esfuerzo flexionante C_{st}		$C_{st} = 1$

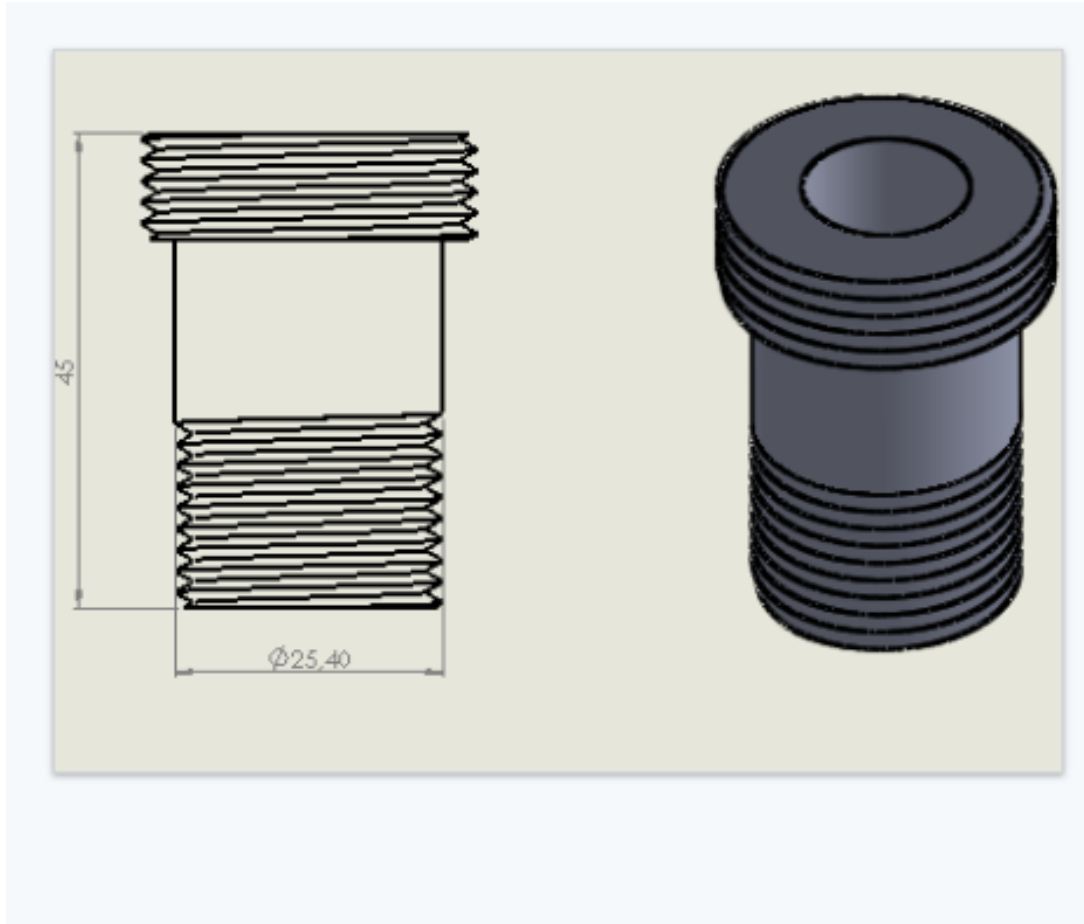
Parámetro	Ecuación	Valor
Factor de confiabilidad C_R		$C_R = 0,9$
Diámetro mínimo para el eje 1 d_1	$d_1 = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \cdot \left(\left[\frac{K_t \cdot M}{S_{nm}} \right]^2 + 3 / 4 \cdot \right. \right]$	$d_1 = 3,4 \text{ cms}$

Cálculos de factores para el eje 3.

Parámetro	Ecuación	Valor
Momento torsor máximo τ	No aplica	$\tau = 290,13 \text{ N*m}$
Momento flector máximo resultante M	$M = (M_{xy}^2 + M_{zy}^2)^{(1/2)}$	$M = 1109 \text{ N/m}$
Factor de servicio n_s	No aplica	$n_s = 1,3$
Factor de concentración de esfuerzo para chaflán con borde redondeado K_f	Tomado en el punto b para chaflán en hombro con borde redondo	$K_f = 1,5$
Esfuerzo a la fluencia del acero al carbono AISI 1020. Fuente: www.matweb.com δ_y	Este valor está en Mega pascales ($\frac{N}{m^2}$)	$\delta_y = 350 \text{ Mp}$
Esfuerzo ultimo del acero al carbono AISI 1020. Fuente: www.matweb.com δ_u	Este valor está en Mega pascales ($\frac{N}{m^2}$)	$\delta_u = 420 \text{ Mp}$

Límite a la fatiga del esfuerzo del acero bajo condiciones ideales δ_n	$s_n = 0,5 \cdot s_u$	$S_n = 225 \text{ Mp}$
Límite a la fatiga modificado S_{nm}	$s_{nm} = s_n \cdot C_m \cdot C_{st} \cdot C_R$	$S_{nm} = 202,5 \text{ Mp}$
Factor de tipo de material C_m		$C_m = 1$
Factor de esfuerzo flexionante C_{st}		$C_{st} = 1$
Factor de confiabilidad C_R		$C_R = 0,9$
Diámetro mínimo para el eje 1 d_1	$d_1 = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \cdot \left(\left[\frac{K_t \cdot M}{s_{nm}} \right]^2 + 3 / 4 \cdot \left[\frac{T}{S_y} \right]^2 \right) \right]^{1/4}$	$d_1 = 4,72 \text{ cms}$

ANEXO E. Pieza de trabajo.



ANEXO F. Valores orientativos de vida nominal requeridos para diversos tipos de máquinas.

Valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas	
Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos: herramientas eléctricas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre totalmente utilizadas: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos de uso industrial, machacadoras rotativas	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria de ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos para imprentas, separadores y centrifugas	20 000 ... 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Máquinas para la industria de energía eólica, esto incluye el eje principal, la orientación, los engranajes, los rodamientos del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 ... 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	> 100 000

Fuente. Tomada de la página 75 catalogo SKF rodamientos

ANEXO G. Factores de cálculo para los rodamientos rígidos de una hilera de bolas.

Factores de cálculo para los rodamientos rígidos de una hilera de bolas									
$f_0 F_a/C_0$	Juego Normal			Juego C3			Juego C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Fuente. Pág. 302 catalogo SKF de rodamientos.

ANEXO H. Factores capacidad de carga para los rodamientos

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
40	52	7	4,94	3,45	0,19	26 000	16 000	0,034	61808
	62	12	13,8	10	0,43	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	9,15	0,44	22 000	14 000	0,13	*16008
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	14 000	0,19	*6008
	80	18	32,5	19	0,80	18 000	11 000	0,37	*6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	*6308
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,040	61809
	68	12	14	10,8	0,47	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	*16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,25	*6009
	85	19	35,1	21,6	0,92	17 000	11 000	0,41	*6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,83	*6309
	120	29	76,1	45	1,90	13 000	8 500	1,55	6409
	50	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052
72		12	14,6	11,8	0,50	19 000	12 000	0,14	61910
80		10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	*16010
80		16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	*6010
90		20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,46	*6210
110		27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,05	*6310
130		31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,9	6410

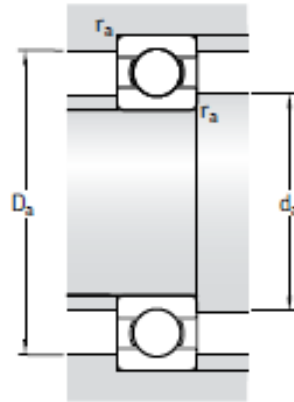
Rodamientos eje 3 sección B y D

Rodamientos eje 2 sección B y D

Rodamientos eje 1 sección A y D

Fuente. Catalogo SKF

ANEXO I. Factores de cálculo para los rodamientos.



Dimensiones					Dimensiones de acuerdos y resaltes			Factores de cálculo	
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} mín	d ₃ mín	D ₃ máx	r ₃ máx	k _r	f ₀
mm					mm			-	
40	43,7	48,5	-	0,3	42	50	0,3	0,015	14
	46,9	55,1	-	0,6	43,2	58,8	0,6	0,02	16
	49,4	58,6	-	0,3	42	66	0,3	0,02	14
	49,3	58,8	61,1	1	44,6	63,4	1	0,025	15
	52,6	67,4	69,8	1,1	47	73	1	0,025	14
	52	68,8	-	1,1	47	73	1	0,025	13
	56,1	73,8	77,7	1,5	49	81	1,5	0,03	13
	62,8	87	-	2	53	97	2	0,035	12
45	49,1	53,9	-	0,3	47	56	0,3	0,015	17
	52,4	60,6	-	0,6	48,2	64,8	0,6	0,02	16
	55	65,4	-	0,6	48,2	71,8	0,6	0,02	14
	54,8	65,3	67,8	1	50,8	69,2	1	0,025	15
	57,6	72,4	75,2	1,1	52	78	1	0,025	14
	62,2	82,7	86,7	1,5	54	91	1,5	0,03	13
	68,9	95,8	-	2	58	107	2	0,035	12
	50	55,1	59,9	-	0,3	52	63	0,3	0,015
56,9		65,1	-	0,6	53,2	68,8	0,6	0,02	16
60		70	-	0,6	53,2	76,8	0,6	0,02	14
59,8		70,3	72,8	1	54,6	75,4	1	0,025	15
62,5		77,4	81,6	1,1	57	83	1	0,025	14
68,8		91,1	95,2	2	61	99	2	0,03	13
75,5		104	-	2,1	64	116	2	0,035	12

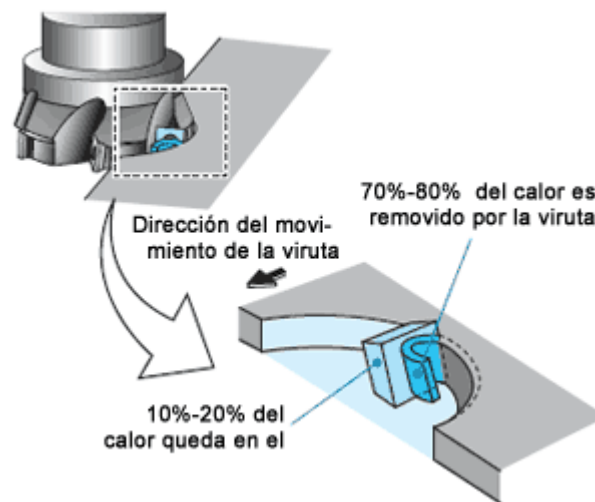
Fuente. Catalogo SKF.

ANEXO J. Sistema de refrigeración en maquina herramientas

OBJETIVOS DEL REFRIGERANTE

Acción de enfriamiento

El calor generado durante el mecanizado se debe al impacto del filo con la pieza de trabajo y el roce con las virutas sobre la superficie del inserto. Generalmente, hasta un 80% del calor generado durante el mecanizado es removido junto con las virutas. El 20% restante, permanece en el filo.



Porcentajes de calor

El calor generado durante el mecanizado suaviza el filo y acelera el desgaste, lo cual, causa cambios en las dimensiones de la pieza de trabajo debido a la expansión térmica. Al aplicar refrigerante, se evita que el calor se concentre en la herramienta y la pieza de trabajo debido a la acción de refrigerante. Esto resulta en una prolongación de la durabilidad de la herramienta y su exactitud. En el corte de placas largas y delgadas, las mismas suelen deformarse debido al calor producido, a veces se realiza este tipo de mecanizado en un tanque lleno de refrigerante, para el caso de la maquina en particular a estudiar, el refrigerante no

va desprender calor progresivamente, ya que hay un colapso de tiempo entre cada pieza.

Acción de lubricación

Si las virutas generadas se deslizan por la superficie del lado principal, se generan problemas tales como deformación del filo y soldaduras. Estos pueden ser eliminados y la durabilidad puede ser prolongada. Además, la exactitud dimensional, de la pieza de trabajo es estabilizada, generando un corte parejo. Al aplicar refrigerante, se generará una película de lubricación entre las virutas y el filo. Esta película permite que las virutas se deslicen por la superficie de la herramienta con facilidad, protegiendo el filo.



Acción de infiltración

El refrigerante se infiltra, se escurre, entre el filo de la herramienta, sus lados y la pieza de trabajo. Esta acción produce refrigeración y lubricidad (la película de refrigerante en las piezas de contacto).

Acción de despeje

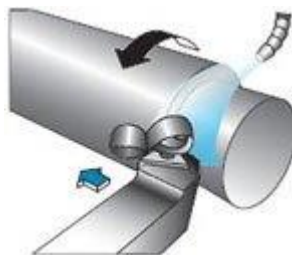
Se refiere a acción de despeje cuando la fuerza o presión del refrigerante es utilizada para dirigir físicamente o evacuar las virutas a medida que se generan. Cuando se realiza perforado utilizando brocas cañón, los refrigerantes utilizados necesitan tener un nivel de viscosidad moderado.

Refrigerante \ Efecto en la herramienta	Incremento de la durabilidad	Incremento de la exactitud sup.	Mantiene e incrementa la exactitud dimensional	Previene la deformación térmica	Facilita el mecanizado	Despeja las virutas
Refrigeración	○		○	○		
Lubricación		○	○		○	○
Infiltración					○	○
Fluidez						○

EFEECTO DEL REFRIGERANTE

Mecanizado continuo

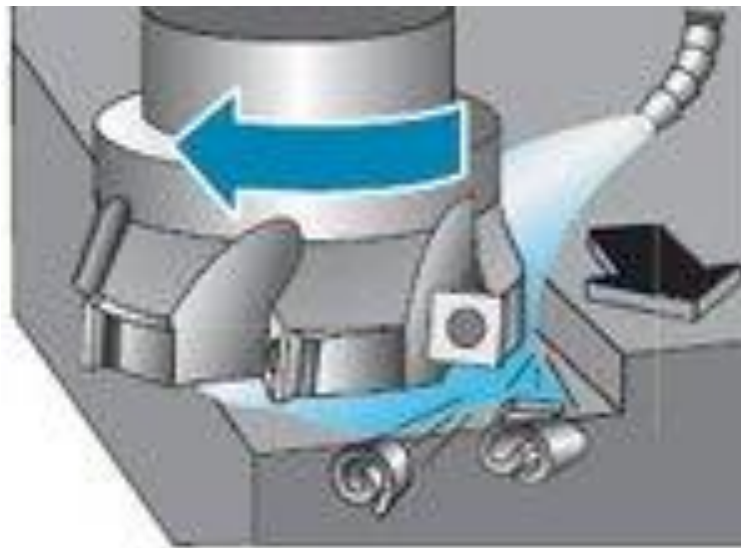
Se dice que el mecanizado en húmedo incrementa la durabilidad de la herramienta 2.5 veces a comparación con el mecanizado en seco. Esto se debe al efecto del refrigerante, que reduce la temperatura del filo y previene que se reduzca la dureza del material de la herramienta. El refrigerante también evita que se produzcan soldaduras gracias a su lubricidad.



Mecanizado interrumpido

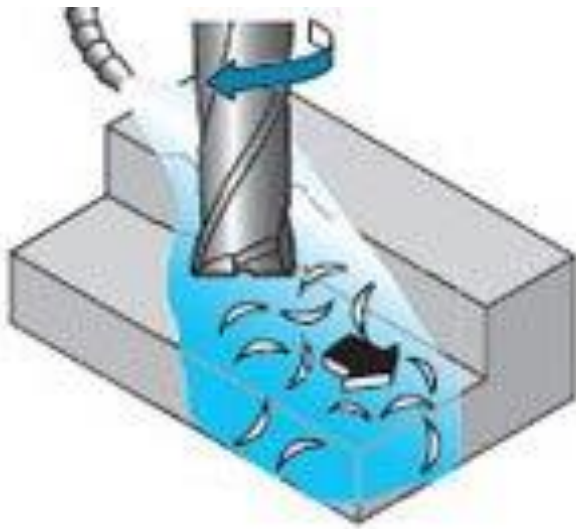
Durante el mecanizado en húmedo con interrupciones, pueden producirse rupturas térmicas ya que el filo de la herramienta es expuesto a shock térmico. Por esto se entiende cuando la temperatura del filo se incrementa rápidamente mientras mecaniza y disminuye abruptamente cuando la herramienta sale de la pieza de trabajo.

El fresado es un mecanizado interrumpido, y el mecanizado en húmedo que facilite shock térmico es contraproducente y puede causar choques térmicos.



Mecanizado de materiales de difícil corte



Cuando se mecaniza materiales de difícil corte tales como el acero inoxidable, acero resistente al calor, súper aleación con base de Ni y aleación de Ti, es necesario un refrigerante (soluble al agua) para prevenir el astillamiento y fracturas aún en mecanizado interrumpido. En este caso, para prevenir choques térmicos, una gran cantidad de refrigerante debe ser utilizado.



Escariado

Con respecto al perforado, donde todo el mecanizado es realizado en un agujero, se requiere refrigerante para descargar las virutas y enfriar y lubricar el filo. (Refrigeración interna)

Como otros modos de mecanizado, hay dos modos de refrigeración en el perforado, refrigeración externa e interna.

REFRIGERACION EXTERNA	REFRIGERACION INTERNA
	
<p>Mientras se produce el mecanizado, el refrigerante es dirigido a la parte superior de la broca. Pero, a medida que la broca gira para evacuar las virutas, es difícil para el refrigerante llegar al filo de la misma.</p>	<p>El refrigerante es proporcionado a través de los agujeros de refrigeración en la punta de la broca, el refrigerante llega hasta el filo y ayuda a lograr una mejor evacuación de virutas.</p>

TIPOS DE REFRIGERANTES

Hay refrigerantes solubles al agua y no solubles al agua. Los refrigerante no solubles tienen un efecto de lubricación y los solubles al agua tienen un efecto de enfriamiento.

Refrigerantes no solubles al agua

Los mismos incluyen lo siguiente:

- Aceite mineral (aceite de máquina)
- Aceite grasoso (aceite de soja, semillas de colza)
- Aceite mixto (aceite mineral + 5%-30% grasa y aceite)
- Aceite de presión extrema (Aceite mineral + aditivos de presión extrema)

Los refrigerantes no solubles al agua no son adecuados para el mecanizado de alta velocidad debido a problemas ambientales tales como humo y regulación de encendido. Por ello, los refrigerantes no solubles al agua son utilizados para escariado, fresado y desbaste; donde las velocidades de corte son relativamente

bajas. Para el perforado de agujeros profundos con brocas cañón, los cuales requieren una viscosidad moderada como efecto de lubricación y evacuación de virutas, son utilizados refrigerantes no solubles al agua.

Refrigerantes solubles al agua

El refrigerante soluble al agua utiliza un agente superficial activo para mezclar un refrigerante con base aceitosa con agua. Además de minerales y aceite, pueden incluirse aditivos de presión extrema, anti-oxidantes, anti-sépticos y anti-espuma.

Emulsión

El Oleum está hecho al agregar una pequeña cantidad de emulsificador, antiséptico y otros componentes del aceite mineral. Si se mezcla con agua, la emulsión se torna blanca. Este tipo de refrigerante es utilizado principalmente en torneado y fresado.

Soluble

El Oleum es generado al agregar grandes cantidades de aditivos a una pequeña cantidad de aceite mineral. Si es mezclado con agua, la solución se tornará traslúcida. Este tipo de refrigerante es principalmente utilizado para afilado y centros de mecanizado.

Corte en seco

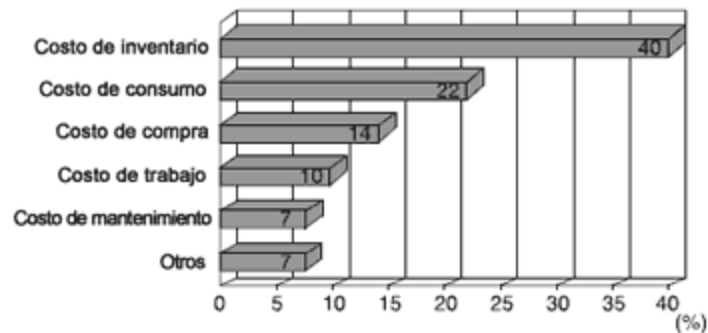
El corte en seco fue inspirado por una política ambiental alemana. Ya que el mecanizado en seco beneficia al usuario y al ambiente, hay una tendencia a creer que el uso de refrigerantes en máquinas será prohibido en un futuro cercano.

Costos de los refrigerantes

El siguiente gráfico muestra el porcentaje de costo de refrigerante del fabricante de la máquina. El refrigerante puede llegar a abarcar un costo del 16% del total. Esto demuestra que, en ocasiones, el costo del refrigerante puede llegar a ser

cuatro veces mayor al costo de la herramienta. Los costos de los refrigerantes (compra, mantenimiento, reciclaje) son muy altos.

A continuación hay un desglose de los costos del refrigerante. El gráfico de barras muestra los costos de refrigerantes de un fabricante de automotores. En notable que los costos de inventario y manejo suman un poco más del 60% del costo total. Si el uso de refrigerante es inevitable, será necesario reducir el consumo del mismo, parar de desechar y promover el reciclaje con la meta de reducir el costo en refrigerantes.



Situación actual del mecanizado en seco

Hasta ahora, han sido explicados los efectos del refrigerante, influencia en el medio-ambiente, los problemas de costo fueron detallados. Para realizar un mecanizado en seco total, es necesario perfeccionar varios aspectos de los mismos. Como paso de aproximamiento al mecanizado en seco del futuro, los siguientes métodos de mecanizado en seco están siendo desarrollados.

Mecanizado con aire frío

El mecanizado con aire frío es un método en el cual se utiliza aire frío en vez de líquido refrigerante. Simplemente enfría la herramienta y la pieza de trabajo. Los efectos no son tan buenos como con el líquido refrigerante, pero su uso es posible. Sin embargo, hay un problema durante el mecanizado de un agujero, es

fácil enviar aire frío a una herramienta en torneado y fresado porque éstas se encuentran en un espacio abierto.

Mql

El MQL (Lubricación de Cantidad Mínima) es un método en el cual una cantidad limitada de refrigerante es utilizada durante cierto período de tiempo. Generalmente hablando, la cantidad es de 30cc de refrigerante en 8 horas continuas. En el punto de vista ambiental, el modo MQL tiene mucho para ofrecer.

Aplicación de refrigerante por niebla

En este método el refrigerante es suspendido como niebla en el aire, y luego aplicado al filo de la herramienta. Este método puede ser utilizado efectivamente en perforado.

Aceite vegetal

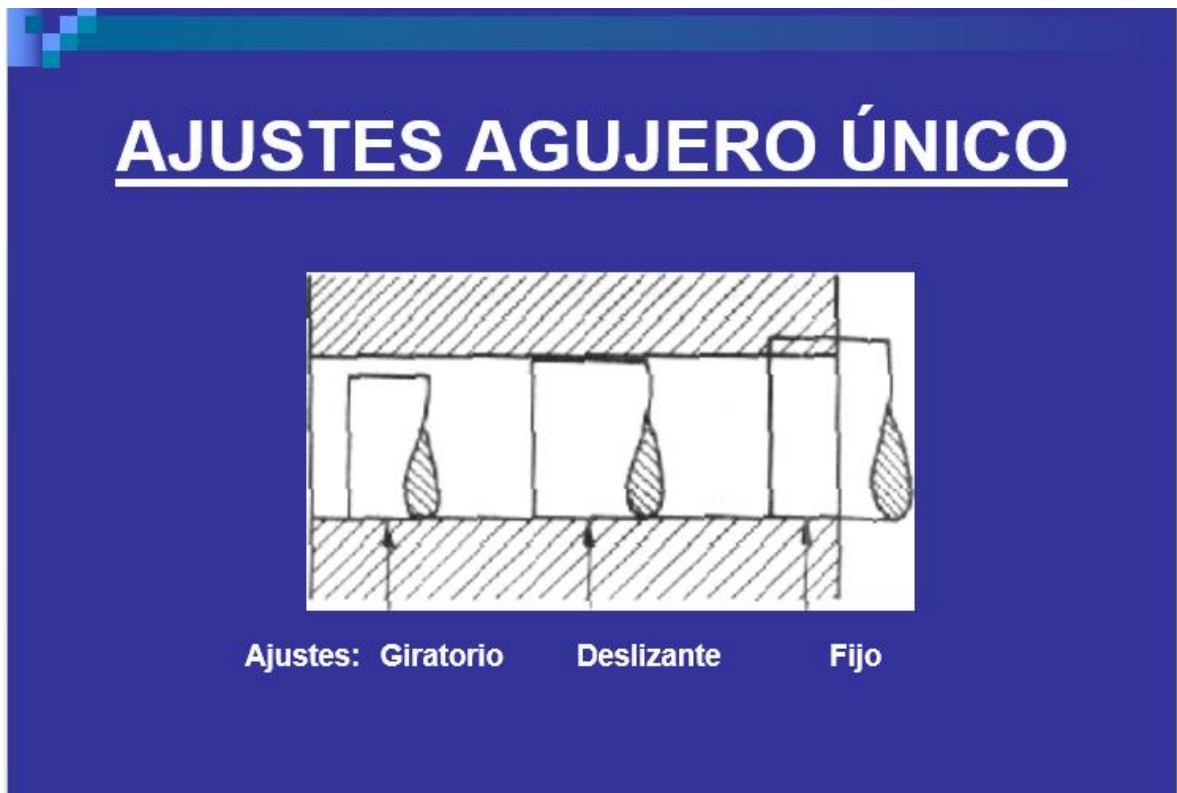
Si toma en consideración la contaminación ambiental, será mejor utilizar aceite vegetal. Pero el aceite vegetal tiene la desventaja de oxidarse rápidamente. Si esta desventaja puede ser perfeccionada, entonces el aceite vegetal sería un refrigerante muy prometedor.

ANEXO K. Ajustes y tolerancias en la máquina.

Ajuste de las ruedas del sistema de prensado superior, con los bujes de bronce, ubicados internamente.

Para cumplir a cabalidad con el diseño de la máquina, sin generar perturbaciones en el sistema, las perforaciones de las dos ruedas guías deben llevar un buje de bronce internamente el cual deberá llevar un ajuste forzado.

Figura 1



Según la figura, el ajuste que deberá llevar esta unión debe ser fijo con agujero único, tomando como pieza a maquinar, según el desgaste, al buje de bronce. Se toma este tipo de ajuste para que ninguna de las dos piezas deslice sobre la otra. Se toma como referencia el diámetro de la perforación = 35 mm

Ingresando en la siguiente tabla, para diversas descripciones de desempeño, se obtiene una clase de ajuste, para este caso agujero único, ya que es mucho más fácil cambiar el buje.

Tabla 1

SIMBOLO ISO		DESCRIPCIÓN**	APLICACIONES
Agujero base	Eje base		
H11/c11	C11/h11	Movimiento grande, amplio: ajuste para tolerancias comerciales amplias o para elementos exteriores.	Cojinetes en maquinaria agrícola y doméstica, equipos de minería, topes, pasadores.
H9/d9	D9/h9	Movimiento libre: no debe emplearse cuando la precisión sea algo esencial. Es adecuado para grandes variaciones de temperatura, velocidades de giro elevadas, o presiones elevadas en la pieza macho.	Cojinetes giratorios donde la velocidad de giro es mayor o igual a 600 R.P.M., soportes de ejes en grúas, carretillas, transmisiones y maquinaria agrícola.
H8/f7	F8/h7	Movimiento limitado: para máquinas de precisión y para posicionamiento preciso en caso de velocidades moderadas y presión en la pieza macho.	Montajes deslizantes donde la velocidad es menor de 600 r/min, construcción de máquinas herramientas de precisión, partes de automotores.
H7/g6	G7/h6	Ajuste deslizante: cuando no se pretende que las piezas se muevan libremente, una respecto a la otra, pero pueden girar entre sí y colocarse con precisión.	Collares de retención, émbolos de frenos de aceite, acoplamiento de platillos desembragables, bridas de centrar para tuberías y válvulas.
H7/h6	H7/h6	Posicionamiento con juego: proporciona cierto apriete. Es adecuado para posicionar piezas estacionarias, pero pueden montarse y desmontarse fácilmente.	Engranajes de cambios de velocidades, ejes de contrapunto, mangos de volantes de mano, columnas guía de taladros radiales, brazo superior de fresadoras.
H7/k6	K7/h6	Posicionamiento de transición o ajuste intermedio: posicionamiento de precisión, es un compromiso entre el juego y la interferencia.	Engranajes en husillos, poleas fijas y volantes en ejes, discos de excéntrica, manivelas para pequeños esfuerzos.
H7/m6	N7/h6	Posicionamiento de transición o ajuste intermedio: posicionamiento más preciso en el que se requiere y admite una interferencia mayor.	Casquillos de bronce, collares calados sobre ejes, piñones en ejes motores, inducidos en dinamos.
H7/p6*	P7/h6	Posicionamiento con interferencia: para piezas que requieran rigidez y alineación muy precisas pero sin requisitos especiales de presión en el agujero.	
H7/s6	S7/h6	Sin movimiento o fijo: para piezas de acero normales o ajustes forzados en secciones pequeñas. Es el ajuste más apretado admisible en piezas de fundición.	Casquillos de bronce en cajas, cubos de ruedas y bielas, coronas de bronce en ruedas helicoidales y engranajes, acoplamiento en extremos de ejes.
H7/u6	U7/h6	Forzado: para piezas que van a funcionar muy cargadas, para ajustes forzados en los que las fuerzas de apriete requeridas no son factibles en la práctica.	

Se da un ajuste de H7/n6.

Para la siguiente tabla, se toma como referencia los 35 mm que tiene la perforación de diámetro, ingresando en la posición postulada, para un número 7 y 6 debido al ajuste a la configuración hallada anteriormente.

Tabla 2

Tabla 10.1 Tolerancias fundamentales en micrómetros (μm) (tolerancias ISO, menos de 500 mm) (tomada de Jiménez^[8], página 29).

Grupos de dimensiones en mm		Calidad																	
Mayor de	Hasta	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250*	400*	600*
3	6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
6	10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
10	18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
18	30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
30	50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
50	80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
80	120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
120	180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
180	250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
250	315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

* Hasta 1 mm las calidades 14 a 16 no están previstas.

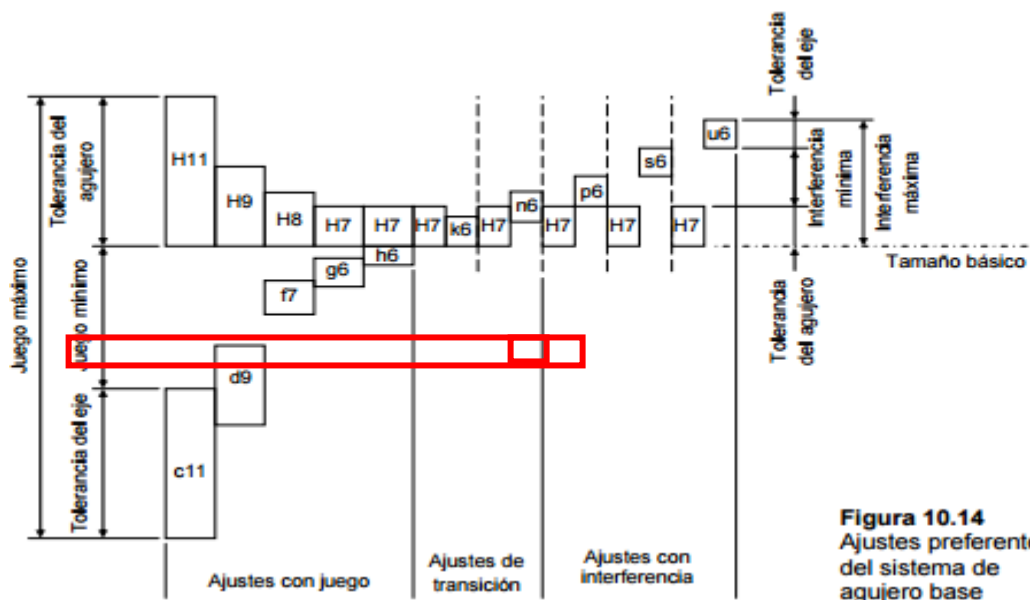


Figura 10.14 Ajustes preferentes del sistema de agujero base

Las siguientes tablas brindan las dimensiones fundamentales en mm, para zonas de tolerancias de ejes y de agujeros respectivamente.

Tabla 3

Tamaños básicos (mm)	Desviación fundamental (mm)									
	Desviación superior					Desviación inferior				
	c	d	f	g	h	k	n	p	s	u
0-3	-0.060	-0.020	-0.0006	-0.002	0	0	+0.004	+0.006	+0.014	+0.018
3-6	-0.070	-0.030	-0.010	-0.004	0	+0.001	+0.008	+0.012	+0.019	+0.023
6-10	-0.080	-0.040	-0.013	-0.005	0	+0.001	+0.010	+0.015	+0.023	+0.028
10-14	-0.095	-0.050	-0.016	-0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
14-18	-0.095	-0.050	-0.016	-0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
18-24	-0.110	-0.065	-0.020	-0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.041
24-30	-0.110	-0.065	-0.020	-0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.048
30-40	-0.120	-0.080	-0.025	-0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.060
40-50	-0.130	-0.080	-0.025	-0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.070
50-65	-0.140	-0.100	-0.030	-0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.053	+0.087
65-80	-0.150	-0.100	-0.030	-0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.059	+0.102
80-100	-0.170	-0.120	-0.036	-0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.071	+0.124
100-120	-0.180	-0.120	-0.036	-0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.079	+0.144
120-140	-0.200	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.092	+0.170
140-160	-0.210	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.100	+0.190
160-180	-0.230	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.108	+0.210
180-200	-0.240	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.122	+0.236
200-225	-0.260	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.130	+0.258
225-250	-0.280	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.140	+0.284
250-280	-0.300	-0.190	-0.056	-0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.158	+0.315
280-315	-0.330	-0.190	-0.056	-0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.170	+0.350
315-355	-0.360	-0.210	-0.062	-0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.190	+0.390
355-400	-0.400	-0.210	-0.062	-0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.208	+0.435
400-450	-0.440	-0.230	-0.068	-0.020	0	+0.005*	+0.040	+0.068	+0.232	+0.490
450-500	-0.480	-0.230	-0.068	-0.020	0	+0.005*	+0.040	+0.068	+0.252	+0.540

* Sólo para calidades IT4 a IT7; para las otras calidades tomar cero

p6= +0,26mm

Tabla 4

Tamaños básicos (mm)	Desviación fundamental (mm)									
	Desviación inferior					Desviación superior				
	C	D	F	G	H	K*	N*	P**	S**	U**
0-3	+0.060	+0.020	+0.006	+0.002	0	0	-0.004	-0.006	-0.014	-0.018
3-6	+0.070	+0.030	+0.010	+0.004	0	-0.001+ δ	-0.008+ δ	-0.012	-0.019	-0.023
6-10	+0.080	+0.040	+0.013	+0.005	0	-0.001+ δ	-0.010+ δ	-0.015	-0.023	-0.028
10-14	+0.095	+0.050	+0.016	+0.006	0	-0.001+ δ	-0.012+ δ	-0.018	-0.028	-0.033
14-18	+0.095	+0.050	+0.016	+0.006	0	-0.001+ δ	-0.012+ δ	-0.018	-0.028	-0.033
18-24	+0.110	+0.065	+0.020	+0.007	0	-0.002+ δ	-0.015+ δ	-0.022	-0.035	-0.041
24-30	+0.110	+0.065	+0.020	+0.007	0	-0.002+ δ	-0.015+ δ	-0.022	-0.035	-0.048
30-40	+0.120	+0.080	+0.025	+0.009	0	-0.002+ δ	-0.017+ δ	-0.026	-0.043	-0.060
40-50	+0.130	+0.080	+0.025	+0.009	0	-0.002+ δ	-0.017+ δ	-0.026	-0.043	-0.070
50-65	+0.140	+0.100	+0.030	+0.010	0	-0.002+ δ	-0.020+ δ	-0.032	-0.053	-0.087
65-80	+0.150	+0.100	+0.030	+0.010	0	-0.002+ δ	-0.020+ δ	-0.032	-0.059	-0.102
80-100	+0.170	+0.120	+0.036	+0.012	0	-0.003+ δ	-0.023+ δ	-0.037	-0.071	-0.124
100-120	+0.180	+0.120	+0.036	+0.012	0	-0.003+ δ	-0.023+ δ	-0.037	-0.079	-0.144
120-140	+0.200	+0.145	+0.043	+0.014	0	-0.003+ δ	-0.027+ δ	-0.043	-0.092	-0.170
140-160	+0.210	+0.145	+0.043	+0.014	0	-0.003+ δ	-0.027+ δ	-0.043	-0.100	-0.190
160-180	+0.230	+0.145	+0.043	+0.014	0	-0.003+ δ	-0.027+ δ	-0.043	-0.108	-0.210
180-200	+0.240	+0.170	+0.050	+0.015	0	-0.004+ δ	-0.031+ δ	-0.050	-0.122	-0.236
200-225	+0.260	+0.170	+0.050	+0.015	0	-0.004+ δ	-0.031+ δ	-0.050	-0.130	-0.258
225-250	+0.280	+0.170	+0.050	+0.015	0	-0.004+ δ	-0.031+ δ	-0.050	-0.140	-0.284
250-280	+0.300	+0.190	+0.056	+0.017	0	-0.004+ δ	-0.034+ δ	-0.056	-0.158	-0.315
280-315	+0.330	+0.190	+0.056	+0.017	0	-0.004+ δ	-0.034+ δ	-0.056	-0.170	-0.350
315-355	+0.360	+0.210	+0.062	+0.018	0	-0.004+ δ	-0.037+ δ	-0.062	-0.190	-0.390
355-400	+0.400	+0.210	+0.062	+0.018	0	-0.004+ δ	-0.037+ δ	-0.062	-0.208	-0.435
400-450	+0.440	+0.230	+0.068	+0.020	0	-0.005+ δ	-0.040+ δ	-0.068	-0.232	-0.490
450-500	+0.480	+0.230	+0.068	+0.020	0	-0.005+ δ	-0.040+ δ	-0.068	-0.252	-0.540

* Sólo para calidades IT01 a IT8, excepto el valor para 0-3 mm que es válido para cualquier calidad.

H7 = (0) para el agujero

RESULTADO:

Ajuste para el agujero

$$H7 \ 35_0^{+0,025 \text{ mm}}$$

Buje de bronce

$$n6 \ 35 \begin{matrix} +0,042 \text{ mm} \\ +0,026 \text{ mm} \end{matrix}$$

$$\text{Apriete máximo} = |35 - 35,25| = 0,25$$

$$\text{Apriete mínimo} = |35 + (0,025) - (35 + 0,026)| = 0,001$$

Ajuste buje de bronce- tornillo guía

Haciendo el mismo procedimiento anterior, se procede a calcular el ajuste necesario entre el buje de bronce y el tornillo guía. Tomando como referencia el tornillo como eje único.

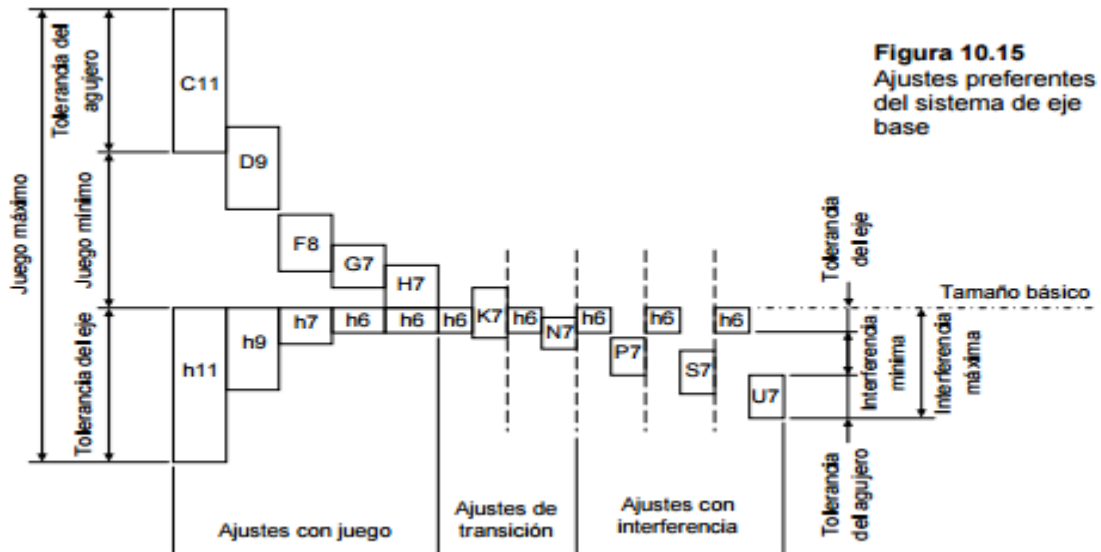
Ajuste entre el buje de bronce y Tornillo guía.

Se toma Ajuste deslizante en la tabla 1, se pretende que las piezas no se muevan libremente una con respecto a la otra, pero que puedan girar entre sí, y colocarse con precisión.

Para un diámetro de 25 mm (diámetro interior del buje y diámetro exterior del tornillo guía) El ajuste determinado, teniendo en cuenta que es eje único está dado por:

G7/h6= entrando con 25 mm en la Tabla 2 se obtienen los valores 0,021 y 0,013 respectivamente, la configuración para eje fijo se da de la siguiente manera:

Tabla 5.



RESULTADO

BUJE DE BRONCE

$$G7 \ 25^{+0,028}_{+0,021}$$

Tornillo guía

$$h6 \ 25^0_{-0,013}$$

$$\text{Apriete máximo} = |25 - 25,028| = 0,028$$

$$\text{Apriete mínimo} = |25 + (0,028) - (25 - 0,013)| = 0,041$$

AJUSTE ENTRE EL PISTON Y LA RUEDA GUÍA DEL SISTEMA DE PRENSADO INFERIOR

Se realiza el mismo procedimiento que se llevó a cabo en el cálculo del primer ajuste. De igual manera, se toma como agujero único. Con un diámetro base de

27 mm. Ajuste deslizante. Según las características el ajuste necesario para esta pieza es H7/g6, con esta característica e ingresando con el diámetro correspondiente a la tabla 2 se obtienen los valores 0,021-0,013 respectivamente.

$g6 = -0,007$

$H7 = 0$

RESULTADO

Rueda guía

$$H7 \ 27_0^{+0,021}$$

Pistón

$$g6 \ 27_{-0,02}^{-0,013}$$

Apriete máximo

$$\text{Apriete máximo} = |27 - 27,021| = 0,021$$

$$\text{Apriete mínimo} = |27 + (0,021) - (27 - 0,02)| = 0,041$$

ANEXO L. Cálculos del resorte.

Tomando como datos de entrada para calcular los parámetros de dimensionamiento en el resorte:

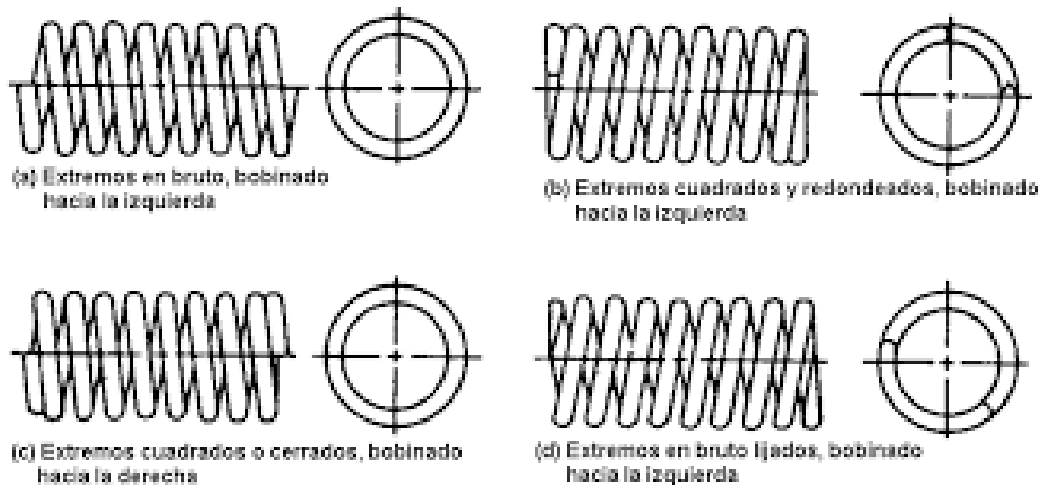
$$\text{Longitud libre} = l_{\text{Libre}} = 3,93 \text{ [in]}$$

$$\text{Diametro exterior} = D_{\text{Exterio}} = 1,57 \text{ [in]}$$

$$\text{Diametro del alambre} = d_{\text{alambre}} = 0,236 \text{ in [in]}$$

$$\text{Numero total de espiras} = N = 10$$

Para los cálculos del resorte es necesario conocer el aspecto que debe llevar en la máquina, para ello. Tomamos como referencia la Figura 19-3 del capítulo 9 contenida en el libro diseño de elementos de máquinas de MOTT. Robert.



El aspecto que se adecua a nuestra máquina, para poder realizar el trabajo de prensado es de extremos en bruto lijados, bobinado hacia la izquierda (d).

De igual manera se necesita saber el tipo de material del resorte, según sus cargas y acciones a las que estará sometido. Por medio de la siguiente tabla.

Clase de acero	ASTM	relativo	temperatura, °F
Acero al silicio carbón			
Acero en frío			
Acero de uso general, con 0.60 a 0.70% de carbón; bajo costo	A227	1.0	0-250
Acero para instrumentos musicales	A228	2.6	0-250
Acero de alta calidad, con 0.80 a 0.95% de carbón; muy alta resistencia; excelente acabado superficial; estirado en frío; buen funcionamiento con fatiga; se usa principalmente en tamaños pequeños, hasta de 0.125 pulg	A229	1.3	0-350
Acero templado en aceite	A229	1.3	0-350
Acero de propósito general, con 0.60 a 0.70% de carbón; se usa principalmente en tamaños mayores que 0.125 pulg; no es bueno para choque o impacto			
Acero al níquel			
Acero al níquel	A231	3.1	0-425
Buena resistencia, resistencia a la fatiga, resistencia al impacto, funcionamiento en alta temperatura; calidad de resorte de válvula	A401	4.0	0-475
Resistencia muy alta y buena resistencia a la fatiga y al choque			
Acero inoxidable			
Acero 302	A313(302)	7.6	<0-550
Muy buena resistencia a la corrosión y para funcionamiento a alta temperatura; casi no magnético; estirado en frío; los tipos 304 y 316 también están en esta clase ASTM y tienen mejor facilidad de conformación, pero su resistencia es menor			
Acero 316	A313(316)	11.0	0-600
Buen funcionamiento a alta temperatura			
Aluminosilicio de cobre: Todas tienen buena resistencia a la corrosión y buena conductividad eléctrica			
Acero al níquel	B134	Alta	0-150
Acero al níquel	B159	8.0	<0-212
Acero al níquel	B197	27.0	0-300
Aluminosilicio de níquel: Todas son resistentes a la corrosión, tienen buenas propiedades a bajas y altas temperaturas, casi no magnéticas o casi no magnéticas (marcas registradas por la International Nickel Company).			
Aluminosilicio de níquel			-100-425
Aluminosilicio de níquel			-100-450
Aluminosilicio de níquel			Hasta 700
Aluminosilicio de níquel		44.0	Hasta 850

Fuente. ROBERT, mott. Capitulo 19.pag 741.tabla 19-3.

Según la tabla, y para las exigencias del proyecto, se toma un resorte de material aleado cromo- silicio, el cual brinda una alta resistencia y de igual manera una buena resistencia a la fatiga y al choque.

Cálculos.

$$D_m = D_{Exterior} - d_{Alambre} = 1,334 [in]$$

$$DI = D_m - d_{Alambre} = 1,098 [in]$$

Índice del resorte

$$C = \frac{D_m}{d_{Alambre}} = \frac{1,334}{0,236} = 5,65$$

Según el libro de diseño de elementos de máquinas, para el índice del resorte, se recomienda que C sea mayor que 5, y los resortes comunes en maquinaria tienen un índice comprendido entre 5 y 12, para un C menor a 5, es complicado darle forma al resorte y si se logra, en tiempos futuros se tendería a agrietar. Entre el rango óptimo, el resorte tendrá menor posibilidad de pandearse.

Factor de wahl

$$K = \frac{4 * C - 1}{4 * C - 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4 * C - 1}{4 * C - 4} + \frac{0,615}{C} = 1,27$$

El factor de wahl se utiliza principalmente para la obtención del esfuerzo al que estará sometido el resorte, tanto en su carga operativa, como en la máxima compresión, para ello, se necesitan conocer las respectivas fuerzas.

$$Fuerza operativa = P_{Ope} = 203,3 [lb]$$

$$Fuerza de compresion maxima = P_{Max} = 353,6 [lb]$$

Adicional se necesita conocer el módulo de elasticidad en cortante para el material del resorte cromo- silicio el cual se representa en la siguiente tabla, tomada del libro diseño de elementos de máquinas de MOTT, Robert. Capitulo 19.pag 745, tabla 19-4.

Material ASTM núm.	Módulo en cortante, G		Módulo en tensión, E	
	(psi)	(GPa)	(psi)	(GPa)
Acero estirado en frío: A227	11.5×10^6	79.3	28.6×10^6	197
Alambre para instrumentos musicales: A228	11.85×10^6	81.7	29.0×10^6	200
Templado en aceite: A229	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-vanadio: A-231	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-silicio: A401	11.2×10^6	77.2	29.5×10^6	203
Aceros inoxidables: A313				
Tipos 302, 304, 316	10.0×10^6	69.0	28.0×10^6	193
Tipo 17-7 PH	10.5×10^6	72.4	29.5×10^6	203
Latón de resortes: B134	5.0×10^6	34.5	15.0×10^6	103
Bronce fosforado: B159	6.0×10^6	41.4	15.0×10^6	103
Cobre al berilio: B197	7.0×10^6	48.3	17.0×10^6	117
Monel y K-Monel	9.5×10^6	65.5	26.0×10^6	179
Inconel e Inconel-X	10.5×10^6	72.4	31.0×10^6	214

Según el material escogido, el modulo cortante $G = 11,2 * 10^6$ [PSI]

Los siguientes cálculos se realizaran con carga operativa

$$\tau_0 = \frac{8 * K * P_{Ope} * C}{\pi * (d_{Alambre})^2} = \frac{8 * 1,27 * 202,3 * 5,65}{\pi * (0,236)^2} = 66727 \text{ [PSI]}$$

Deflexión con la fuerza de operación

$$f_0 = \frac{8 * P_{Ope} * C^3 * N_a}{G * (d_{Alambre})^3} = \frac{8 * 202,3 * 5,65^3 * 9}{11,2 * 10^6 * (0,236)^3} = 1 \text{ [in]}$$

Nótese que en la anterior ecuación utilizamos el término N_a , el cual indica el número de espiras activas en el resorte, el cual se da según el texto de MOTT para un acabado en los extremos del resorte plano y rectificado $N_a = N - 1$. El valor de f_0 va desde su longitud libre hasta la operativa.

Longitud de operación:

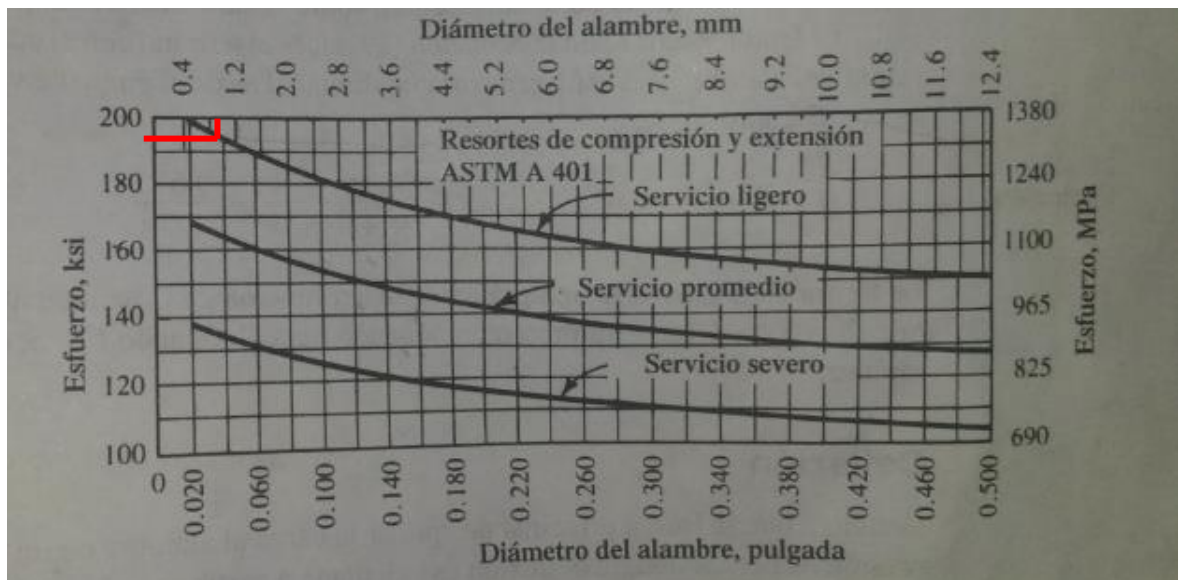
$$l_0 = l_{Libre} - f_0 = 3,93 - 1 = 2,93 \text{ [in]}$$

$$\text{Longitud comprimida} = l_s = d_{Alambre} * N = 0,236 * 10 = 2,35 \text{ [in]}$$

Constante del resorte:

$$k_{Res} = \frac{P_{Ope}}{f_0} = \frac{202,3}{1} = 202,3 \left[\frac{lb}{in} \right]$$

Esfuerzo de diseño τ_d se conoce, según el material del resorte (ASTM A 401), observando la siguiente tabla, tomada del libro diseño de elementos de herramientas. Figura 19-8, pág. 742.



Ingresando a la tabla con el diámetro de alambre equivalente a 6 mm, y tomando como referencia en servicio ligero, con cargas estáticas de baja rapidez, se toma un esfuerzo de diseño correspondiente a 190 ksi= 190000 psi.

$$\tau_{Max} = \frac{8 * K * P_{Max} * C}{\pi * (d_{Alambre})^2} = \frac{8 * 1,27 * 353,6 * 5,65}{\pi * (0,236)^2} = 104724 [PSI]$$

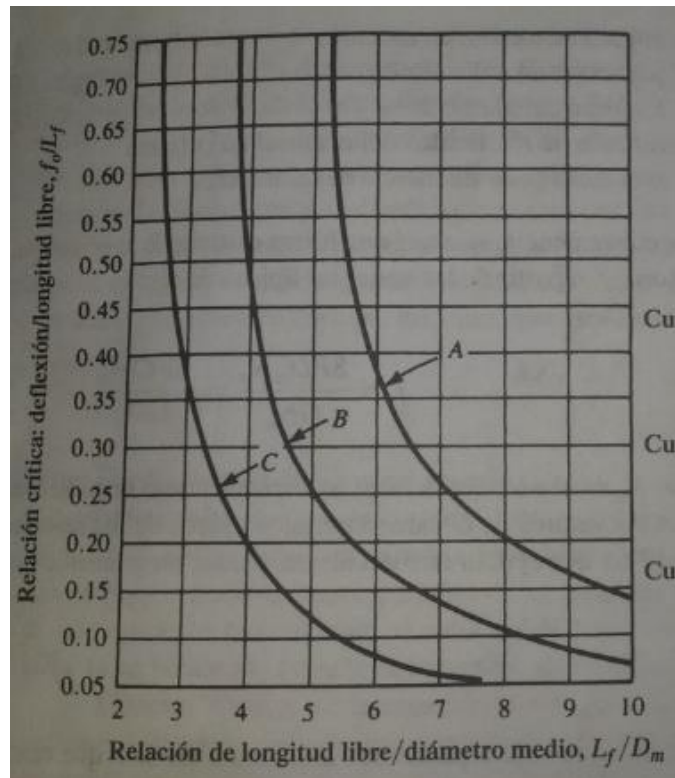
Como el esfuerzo real de operación τ_0 , y el de máxima compresión τ_{Max} es menor que el valor brindado por la tabla. Se puede decir que es satisfactorio.

Evolución de pandeo:

$$Relación\ crítica = relación\ crítica = \frac{l_{libre}}{d_m} = 2,946$$

$$Relación\ real = \frac{f}{l_{libre}} = 0,2545$$





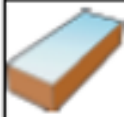








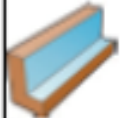

















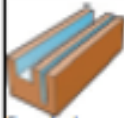






Según la tabla:






Se ingresa con la relación de longitud libre, golpeando con la curva B, que según el texto, es para resortes con los extremos fijos y planos. Como el punto 3 tiene a infinito en esta curva, y la relación crítica es de 0,25, se concluye que el resorte no se pandeara.

ANEXO M. Selección fresa COROMILL

Fresas para diferentes aplicaciones

	Cabeza intercambiable CoroMill® 916 Página D211 	Fresa sólida para ranurar CoroMill® Plus Página D229 	Fresa sólida para ranurar CoroMill® Plus con iLock Página D269 	Fresa sólida para ranurar CoroMill® Plus, fresa para roscar Página D295 
Profundidad de corte (a), mm pulgadas	0.7 - 13.5 .024 - .551	0.1 - 90 .004 - 3.543	19 - 54 .748 - 2.126	8.4 - 50 .453 - 1.250
D ₁ mm D ₁ pulgadas	10 - 25 .375 - 1.000	0.4 - 25 .016 - .984	12 - 25 .500 - .984	0.2 - 19 .011 - .5551
Material	P M K N S	P M K N S H	S	P M K N S H
 Plano	 ***  ***  ***	 ***  ***  ***	 ***  ***	
 Fresa en segunda	 ***  ***  ***	 ***  ***  ***	 ***  ***	
 Fresa de ranuras	 ***  ***  ***	 ***  ***  ***	 ***  ***	
 Lima	 ***  ***	 ***  ***  ***		 ***

*** = Muy buena
 ** = Buena
 * = Aceptable

 Taladrado con desahogo
  Mecanizado en rampa
  Roscado

Tomada de catálogo de fresas Sandvik

ANEXO N. Clave de códigos general para porta herramienta COROMILL.

Clave de códigos para fresas de metal duro enterizas

RA 21 5 . 3 A - 100 30 - A C 22 H

1 Dirección de rotación R A derecha L A izquierda	2 Sistema de medición A Versión en pulgadas	3 Tipo de herramienta 21 Fresa para ranurar	4 Función de taladrado 5 Sin taladrar 6 Taladrado
6 Número de dientes 1- de 1 a 9 dientes A- De 10 a 32 dientes	8 Diámetro de corte Herramientas en pulgadas Diámetro de corte Dc o D3 In 1/64 pulg. Ejemplo: 10 = 5/32 pulg Herramientas métricas Diámetro de corte Dc o D3 en 1/10 mm. Ejemplo: 100 = 10.0 mm	9 Ángulo de hélice Grado de hélice redondeado a los 5 grados más próximos	
7 Refrigerante C Entrada de refrigerante interior - Suministro de refrigerante externo			
12 Longitud del mango S Mango de diseño corto C Mango extra largo K Longitud de mango > "K" L Longitud de mango > "L" X Longitud de mango > "L" E Corto l_1 y l_2 o l_2 I Media l_1 , media l_2 o l_2 J Media l_1 , long. l_1 or l_2 O Long. l_1 , long. l_1 o l_2 P Long. l_1 , long l_1 o l_2	13 Profundidad máx. de corte, a_p Herramientas en pulgadas Longitud de corte en 1/16 pulg Si Dc o Dc2 < 1/8 en 1/64 pulg Ejemplo: 09 = 9/16 pulg para Dc 3/16 pulg Herramientas métricas Longitud de corte en mm Si Dc, o Dc2 < 3mm en 1/10 mm Ejemplo: 07 = 7 mm para Dc 6 mm 70 = 7 mm para Dc 2,5 mm		

5 Diseño básico de la fresa para ranurar		
0 Fresa para ranurar y achafanar cóncava	6 Radio completo con forma esférica	
1 Forma cuadrada con/in chafán, tolerancia estrecha a D ₂	7 Cónica	
2 Forma cuadrada con radio de esquina	8 Fresa para ranurar y achafanar de 45°	
3 Forma cuadrada con/in chafán	9 Fresa para ranurar y achafanar de 30°	
4 Radio completo punta esférica (6 o menos dientes)	H Fresa con alto avance	
5 Fresa cónica punta esférica (6 o menos dientes)	T Fresa de ranurar para tomo-fresado	
10 Radio de punta/ángulo cónico		
Radio de punta	Herramientas en pulgadas	Ángulo cónico
Herramientas métricas - N° de radios	Herramientas métricas - Sin radio/ángulo	Herramientas métricas - Sin radio/ángulo
A <0.5 mm	A 1/64 pulgadas	M 0.5°
B 0.5 mm	B 1/32 pulgadas	N 1°
C 1.0 mm	C 3/64 pulgadas	O 1.5°
D 1.5 mm	D 1/16 pulgadas	P 2°
E 2.0 mm	E 5/64 pulgadas	Q 2.5°
F 2.5 mm	F 3/32 pulgadas	R 3°
etc.	etc.	S 3.5°
		T 4°
		etc.
11 Tipo de mango		
A Cilíndrico		
B Weldon		
C Cilíndrico con cuello		
E-J Cilíndrico con cuello (longitud del cuello/D ₂ , mm)		
E = 0.1 - 1.9 H = 8.0 - 7.9		
F = 2.0 - 3.9 I = 8.0 - 9.9		
G = 4.0 - 5.9 J = 10 - 11.9		
Y = Cilíndrico con iLock		
14 Tipo de geometría		
Filo de corte	TW % de D₁ o D₂	Ángulo de desprendimiento γ'
K Kordell	50-60	9°-12°
B Rompevirutas	60	4°-7°
U Kordell	<50	9°-12°
A Recta	<45	12°-15°
P Recta	45-65	9°-12°
N Recta	56-65	9°-12°
L Recta	66-75	4°-12°
G Recta	50-75	-3°-3°
H Recta	>75	<-3°
C Burtadora de compresión		
TW = Diámetro del núcleo		

Tomada de catálogo de fresas Sandvik

ANEXO O. Recomendaciones de calidad GC1640.

ISO 

GC1620, GC1630, GC1640	Sin refrigerante	En húmedo
Acabado	GC1620	GC1620
Semiacabado	GC1630	GC1630
Desbaste	GC1640	GC1640



Acero

Calidades básicas

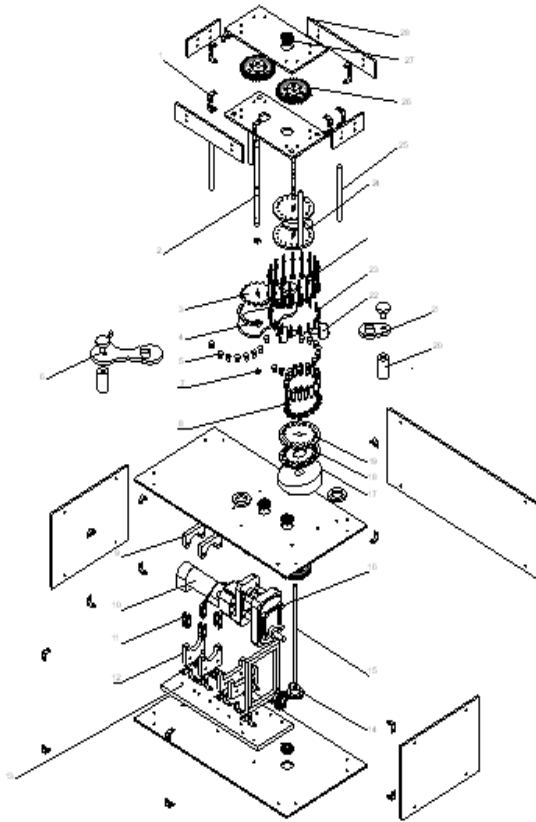
GC4230 (HC) - P30 (P10-P40)

Calidad versátil para mecanizado moderno con un buen equilibrio entre seguridad y productividad. Calidad con recubrimiento de metal duro para operaciones de fresado ligero a pesado (tanto en seco como en húmedo), en aceros no aleados y de baja aleación. Primera elección para planeado y optimización para elevar la productividad del fresado en escuadra.

Fuente. Tomada de catálogo de fresas Sandvik

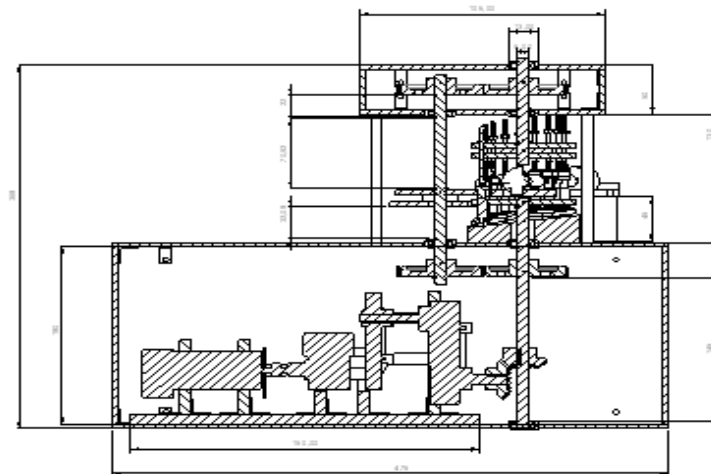
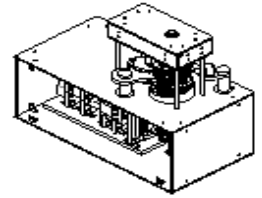
ANEXO P. Planos del prototipo.

Figura 1.

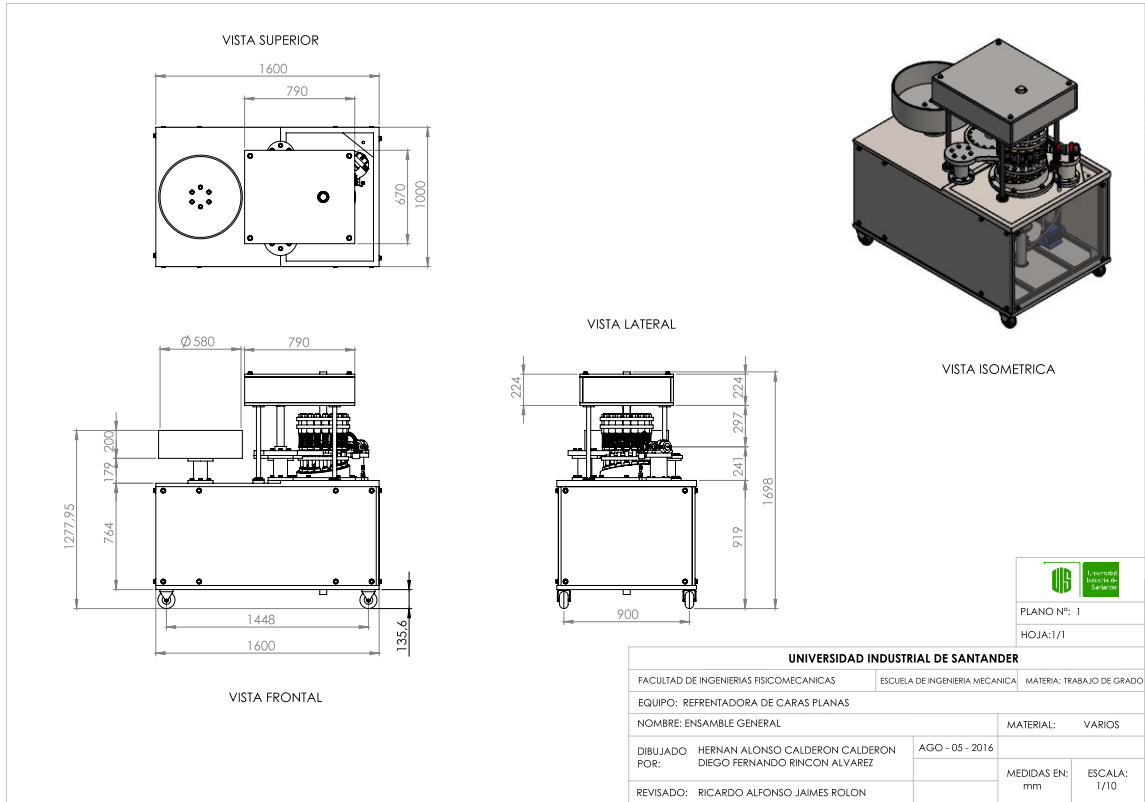


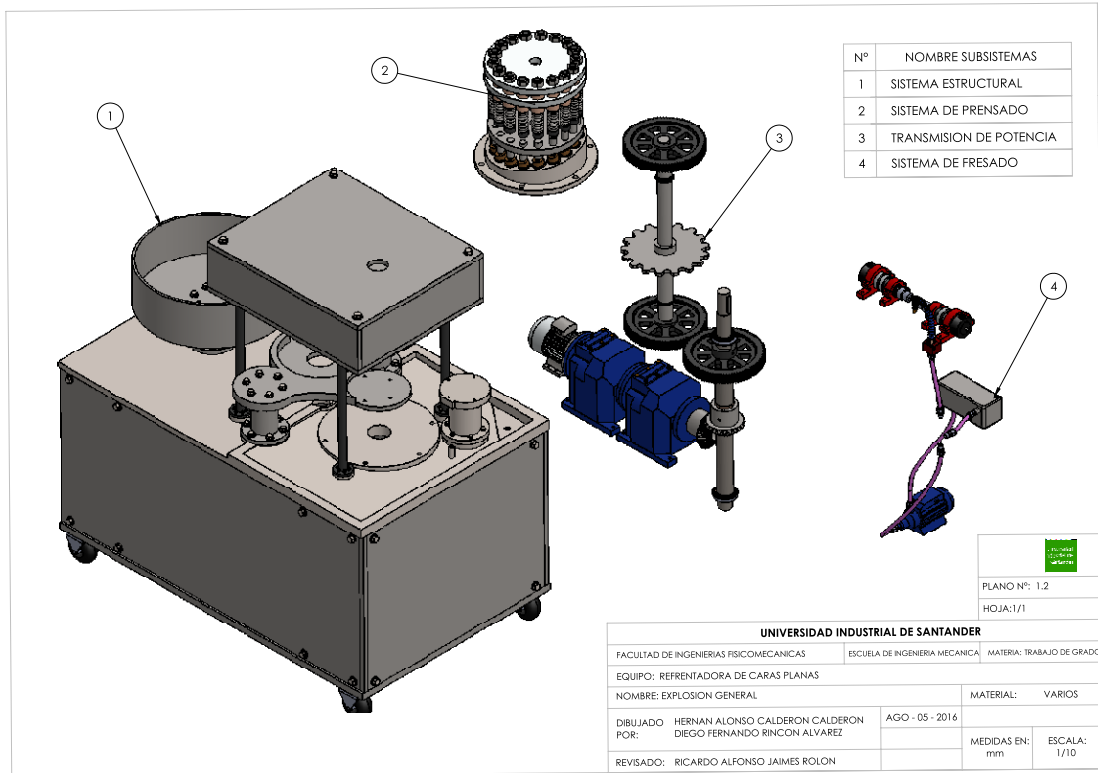
Nº	PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	ANGULO	ACERO	50
2	EES 1	ACERO INOXIDABLE	3
3	ENGRANE GUIA	ACRUCCD 5mm	1
4	BASE GUIA	ACRUCCD 5mm	1
5	PIEZA DE TRABAJO	INADENO BAUDO	11
6	SOPORTE MOTOR 1	ACRUCCD 8mm	1
7	CHAVETA	ACERO	20
8	CASQUITO DESLIZANTE	TEFLON	17
9	SUJETADOR SUPERIOR MOTORREDUCTOR	ACRUCCD 5mm	2
10	MOTOR PRINCIPAL	ACERO	1
11	PLAQUITAS SUJETADORES	ACRUCCD 2mm	8
12	SUJETADOR INFERIOR MOTORREDUCTOR	ACRUCCD 5mm	2
13	BASE SOPORTE MOTORREDUCTOR	ACRUCCD 5mm	1
14	ENGRANAJE CONICO	TEFLON	2
15	E.E 2	ACERO INOXIDABLE	1
16	CAJA REDUCTORA	ACERO INOXIDABLE	2
17	PLACA DESLIZANTE	ACERO INOXIDABLE	1
18	RUEDA GUIA CASQUITO DESLIZANTE	ACRUCCD 2mm	1
19	RUEDA GUIA FISTONES	ACRUCCD 5mm	1
20	DISTANCIADOR	ALUMINIO	3
21	SOPORTE MOTOR 2	ACRUCCD 8mm	1
22	MOTOR PARA REERENTAR	ACERO	2
23	RESORTES	ACERO INOXIDABLE	17
24	TORNILLOS GUIA PARA RESORTES	ACERO	17
25	SISTEMA DE PENEJADO SUPERIOR	ACRUCCD, TEFLON	1
26	DISTANCIADORES L/B	ACERO	4
27	ENGRANAJE RECTO	ACERO	4
28	RODAMIENTO	ACERO	6
29	ESTRUCTURA MAQUINA	ACRUCCD 5mm	1

Figura 2.



ANEXO Q. PLANOS.

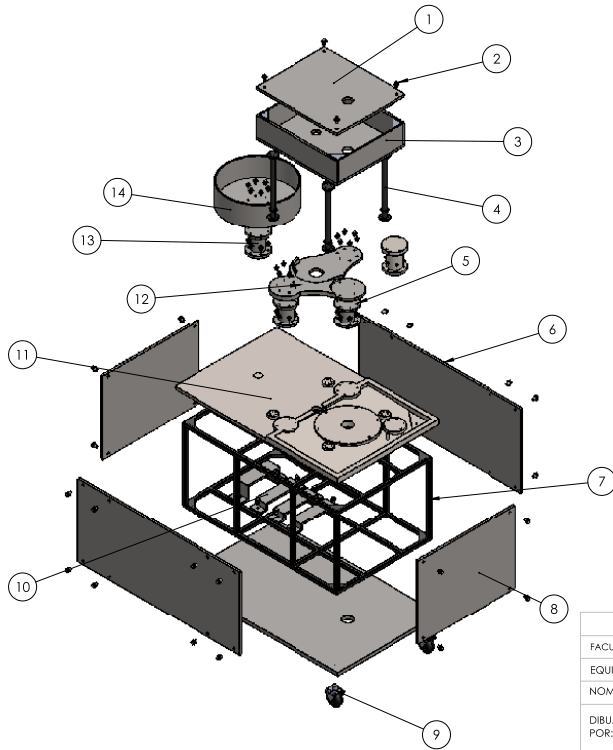




Nº	NOMBRE SUBSISTEMAS
1	SISTEMA ESTRUCTURAL
2	SISTEMA DE PRENSADO
3	TRANSMISION DE POTENCIA
4	SISTEMA DE FRESADO


 PLANO Nº: 1.2
 HOJA: 1/1

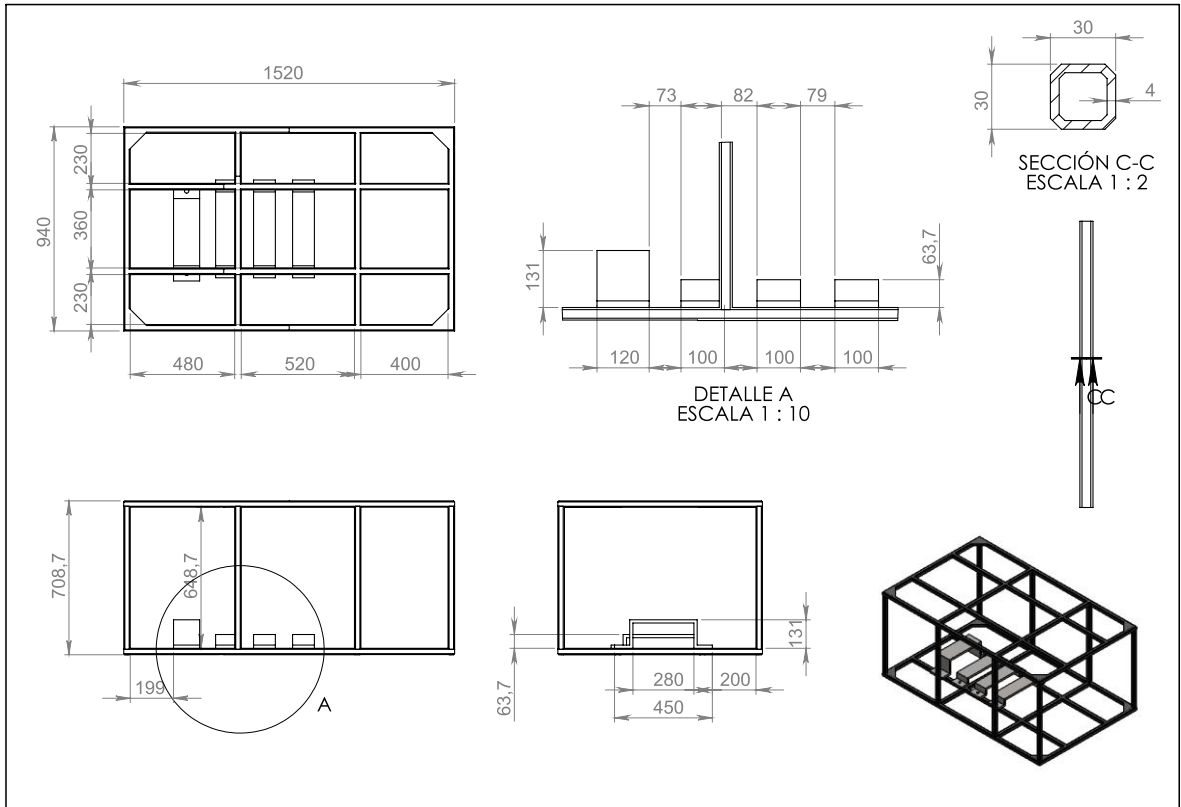
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECANICAS	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	MATERIA: TRABAJO DE GRADO	
EQUIPO: REFRENTADORA DE CARAS PLANAS			
NOMBRE: EXPLOSION GENERAL		MATERIAL:	VARIOS
DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ	AGO - 05 - 2016	
REVISADO:	RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON	MEDIDAS EN:	ESCALA: 1/10






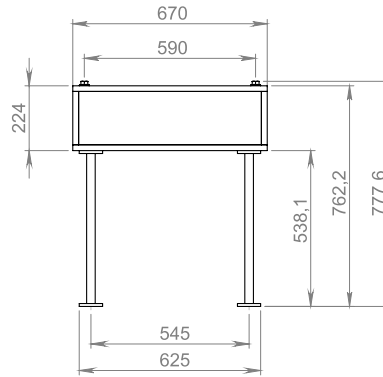
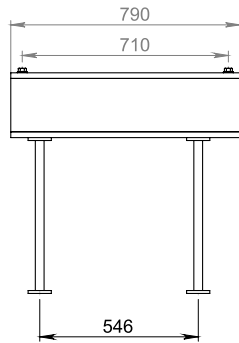
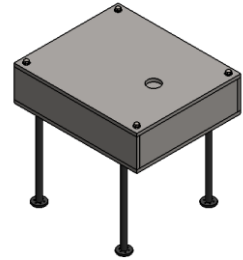
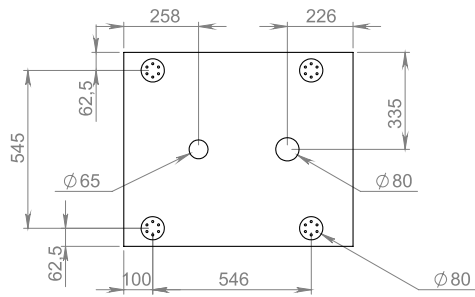
No.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	TAPA ESTRUCTURA SUPERIOR	ACERO A-26
2	TORNILLO PARA LAMINA	ACERO INOXIDABLE
3	ESTRUCTURA SUPERIOR	AISI 1020
4	APOYO ESTRUCTURA SUPERIOR	AISI 1020
5	BASE MOTORREDUCTOR 1	AISI 1020
6	LAMINA ESTRUCTURAL	AISI 1020
7	MARCO ESTRUCTURAL	AISI 1020
8	LAMINA ESTRUCTURAL	AISI 1020
9	RUEDA	GOMA
10	BASE FUENTE MOTRIZ	AISI 1045
11	BASE SOPORTE COMPONENTES	AISI 1045
12	BASE MOTORREDUCTOR 2	AISI 1045
13	BASE TOLVA	AISI 1045
14	TOLVA	AISI 1020





 PLANO Nº: 1.1.1
 HOJA: 1/1

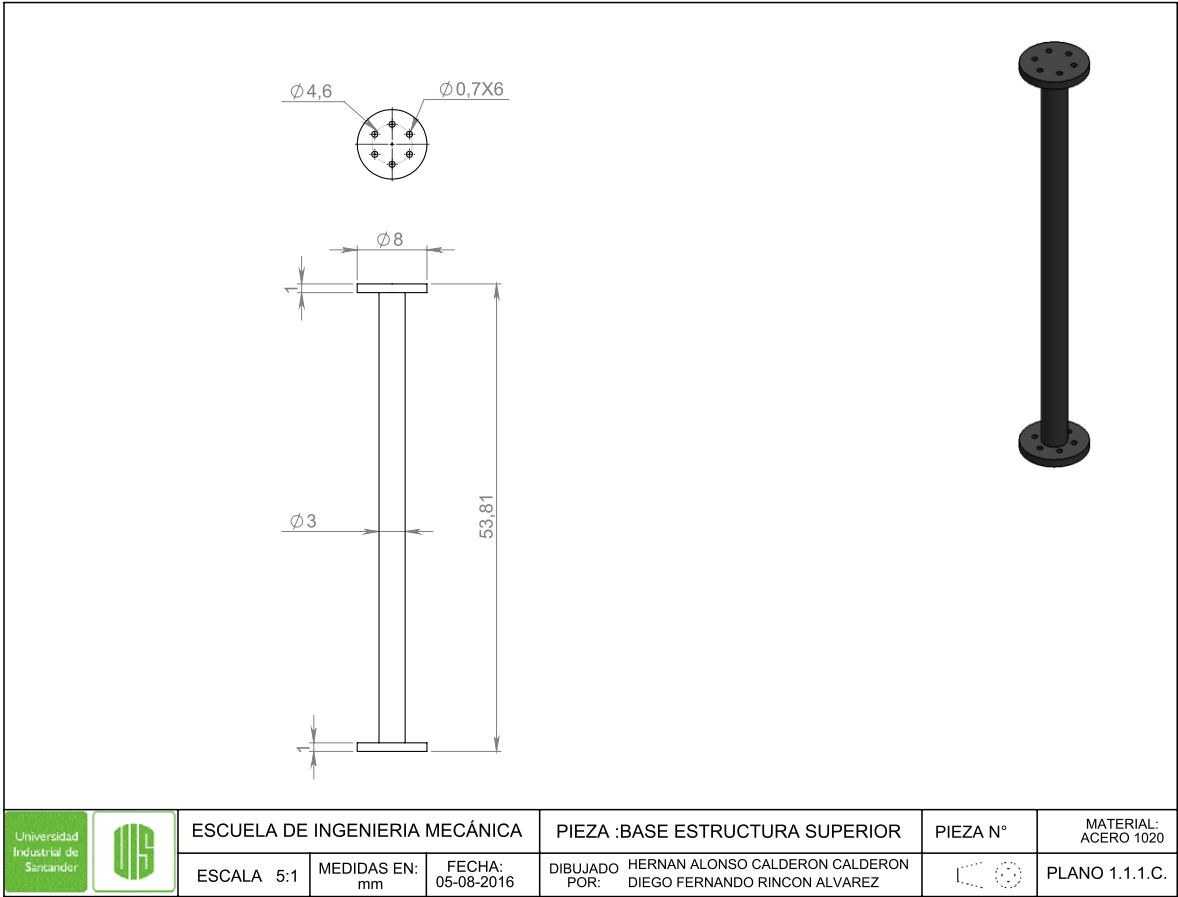
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECAICAS	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	MATERIA: TRABAJO DE GRADO	
EQUIPO: REFRENTADORA DE CARAS PLANAS			
NOMBRE: EXPLOSION ESTRUCTURA		MATERIAL:	VARIOS
DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ	AGO - 05 - 2016	MEDIDAS EN: mm
REVISADO:	RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON		ESCALA: 1/10






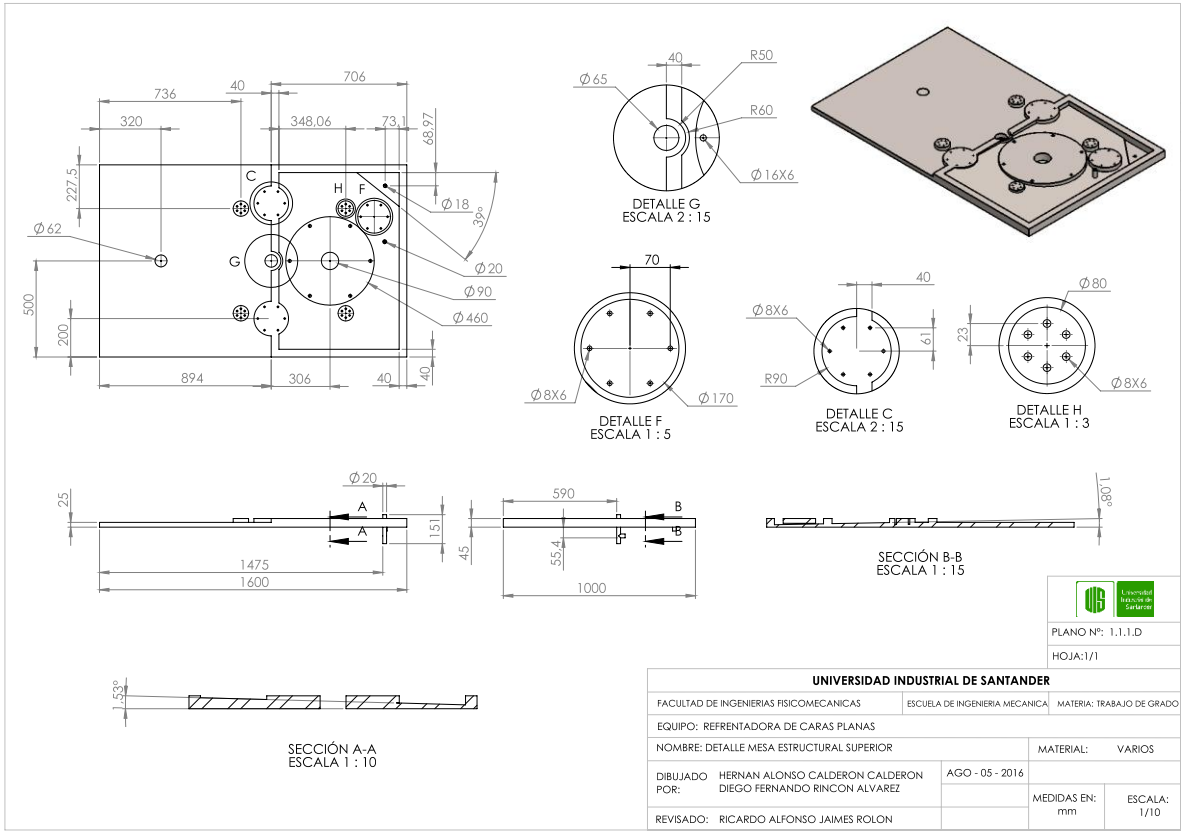
		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : CHAVETA POLEA GRANDE	PIEZA N° 1/1	MATERIAL: ACERO 1020
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON POR: DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO 1.1.1.A.



		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : ESTRUCTURA SUPERIOR		PIEZA N° 1/1	MATERIAL: ACERO 1020
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR:	DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON		PLANO 1.1.1.B.

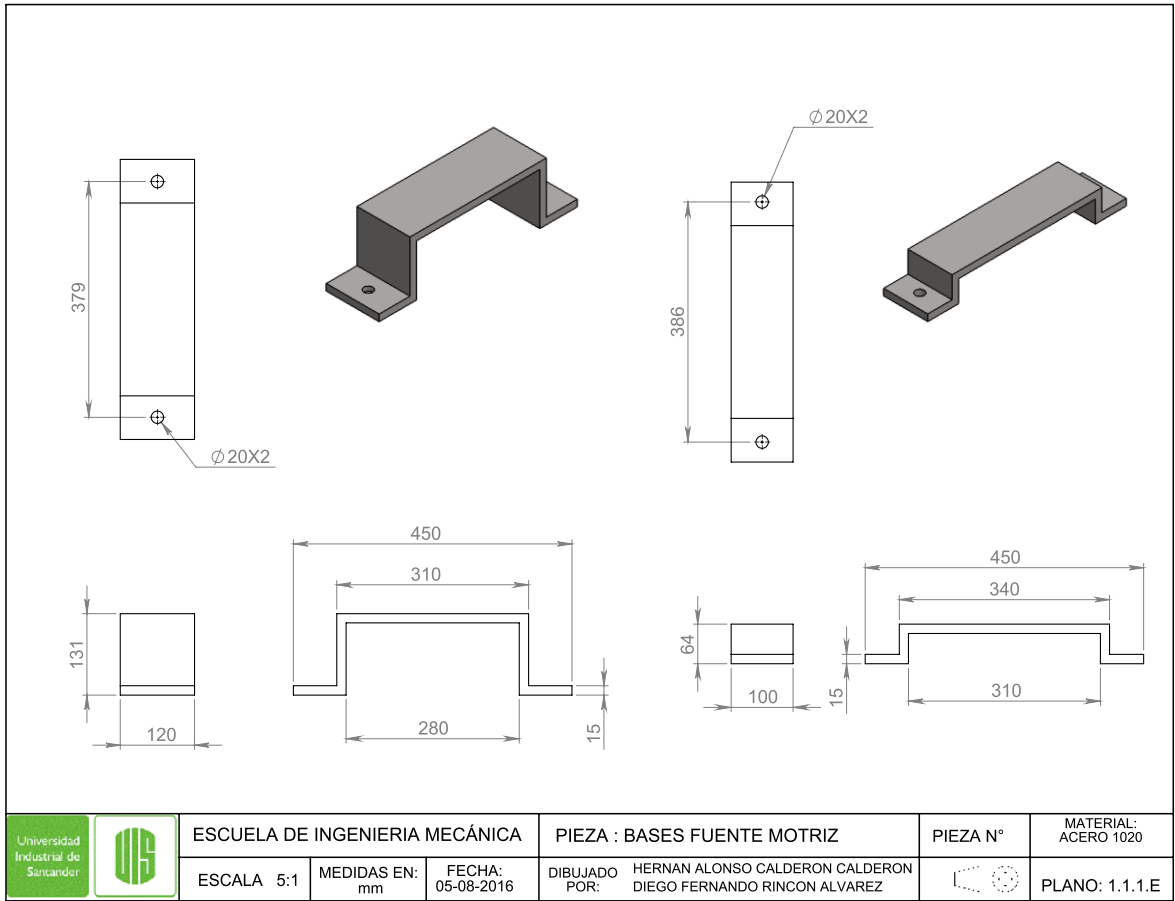


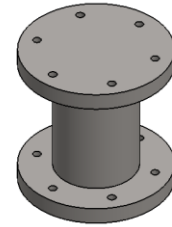
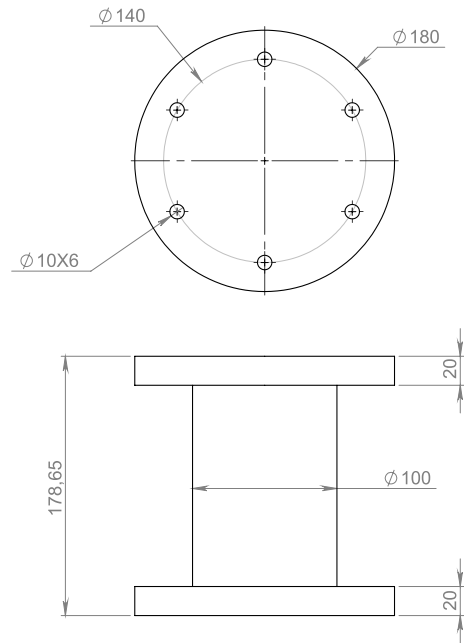
		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA :BASE ESTRUCTURA SUPERIOR	PIEZA N°	MATERIAL: ACERO 1020
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO 1.1.1.C.






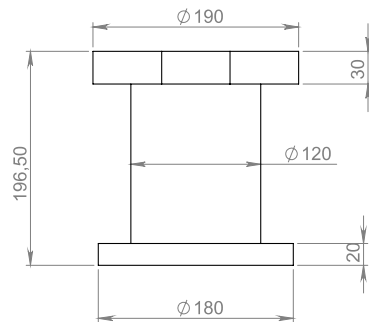
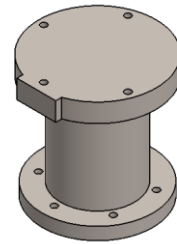
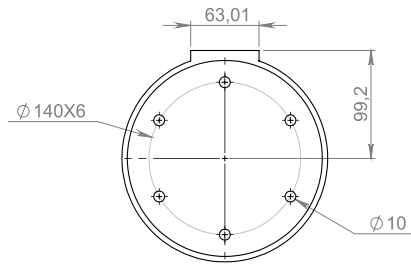

 PLANO Nº: 1.1.1.D
 HOJA: 1/1




UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECANICAS	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	MATERIA: TRABAJO DE GRADO	
EQUIPO: REFRENTADORA DE CARAS PLANAS			
NOMBRE: DETALLE MESA ESTRUCTURAL SUPERIOR		MATERIAL:	VARIOS
DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ	AGO - 05 - 2016	
REVISADO:	RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON	MEDIDAS EN: mm	ESCALA: 1/10

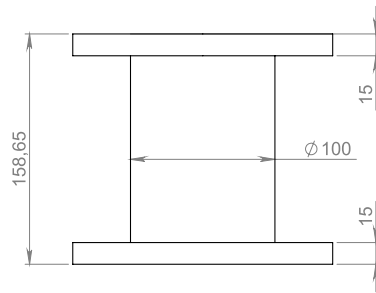
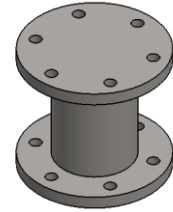
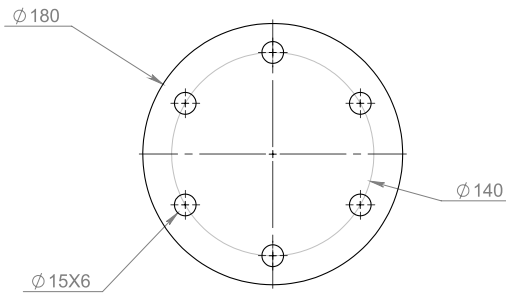







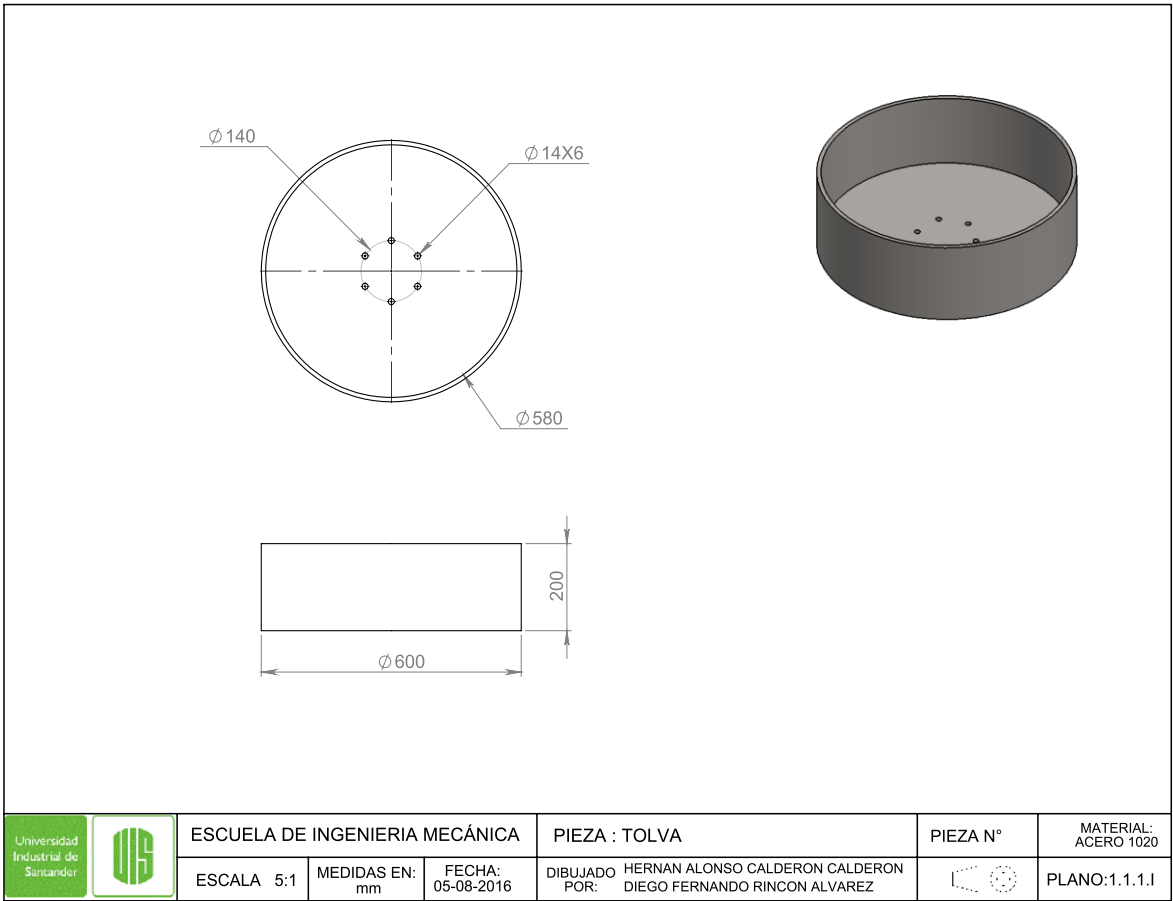
		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : SOPORTE 1		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO 4340
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO:1.1.1.F.



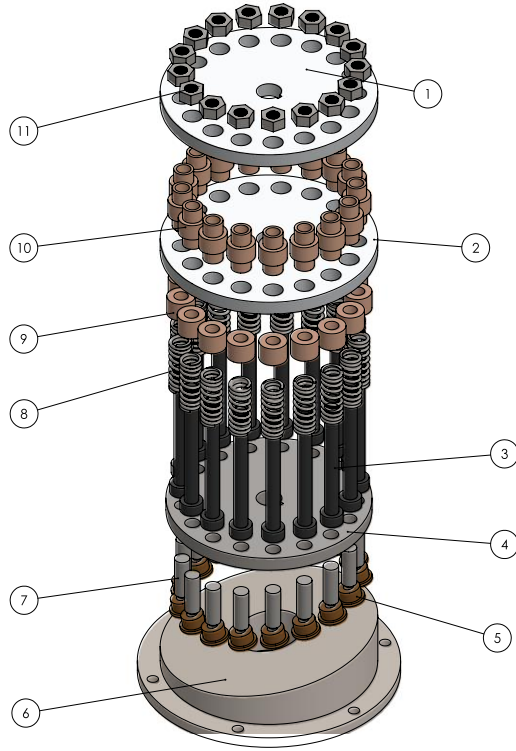
		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			NOMBRE: SOPORTE 2		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO 4340
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO: 1.1.1.G	



		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : SOPORTE 3		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO 4340
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO:1.1.1.H.



FRESADO



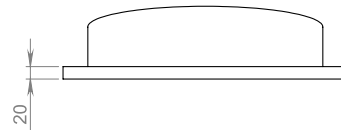
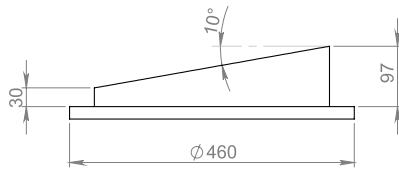
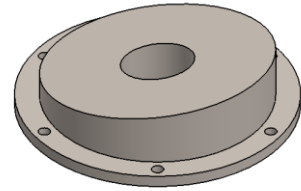
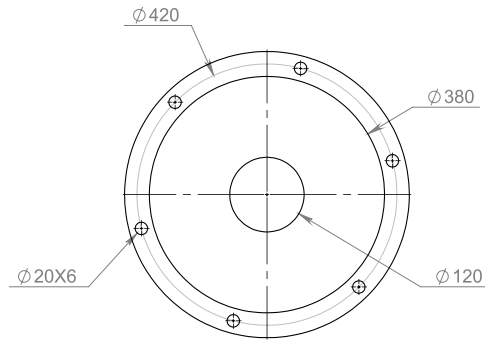
N.	REFERENCIA	MATERIAL
1.	RUEDA GUIA SUPERIOR A	AISI 304.
2.	RUEDA GUIA SUPERIOR B	AISI 304.
3.	TORNILLO GUIA.	AISI 1045
4.	RUEDA GUIA INFERIOR.	AISI 304.
5.	ROTULAS	BRONCE
6.	LEVA	AISI 304
7.	PISTON.	AISI 304
8.	RESORTES	AL. CROMO-SILICIO
9.	BUJES	BRONCE
10.	ESPACIADORES	BRONCE
11.	TUERCA	AISI 1020






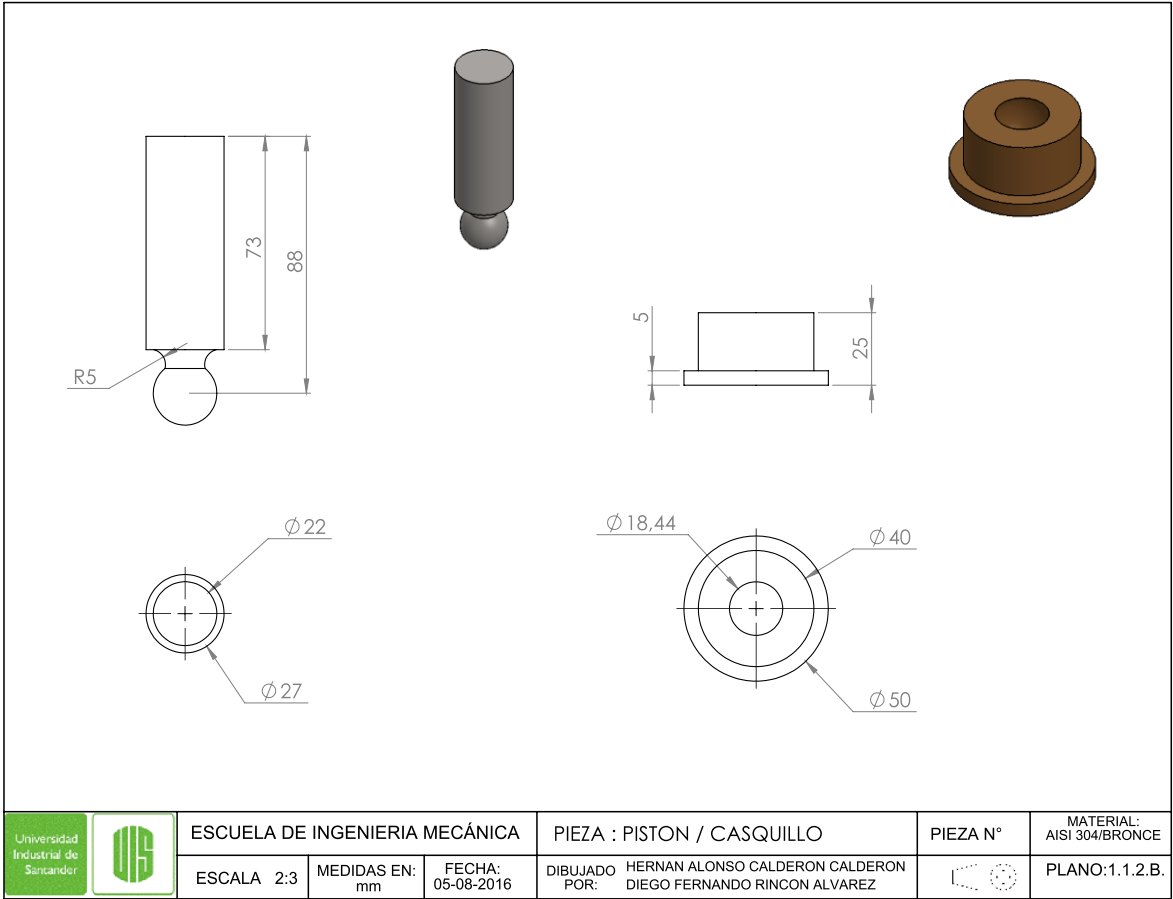
 PLANO N°: 1.1.2.

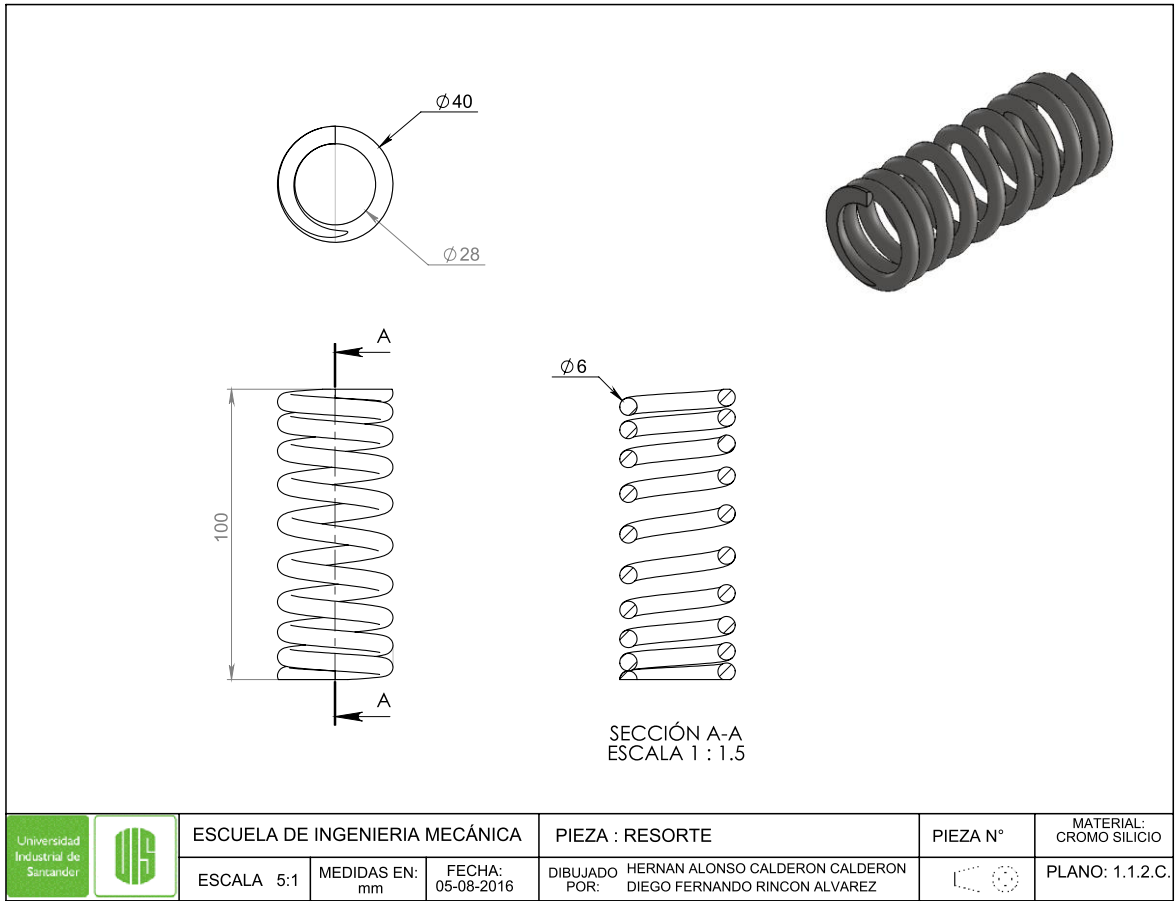
 HOJA: 1/1

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECANICAS		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	MATERIA: TRABAJO DE GRADO
EQUIPO: REFRENTADORA DE CARAS PLANAS			
NOMBRE:		MATERIAL: VARIOS	
DIBUJADO: HERNAN ALONSO CALDERON		AGO - 05 - 2016	
POR: DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		MEDIDAS EN:	ESCALA: 1/10
REVISADO: RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON		mm	

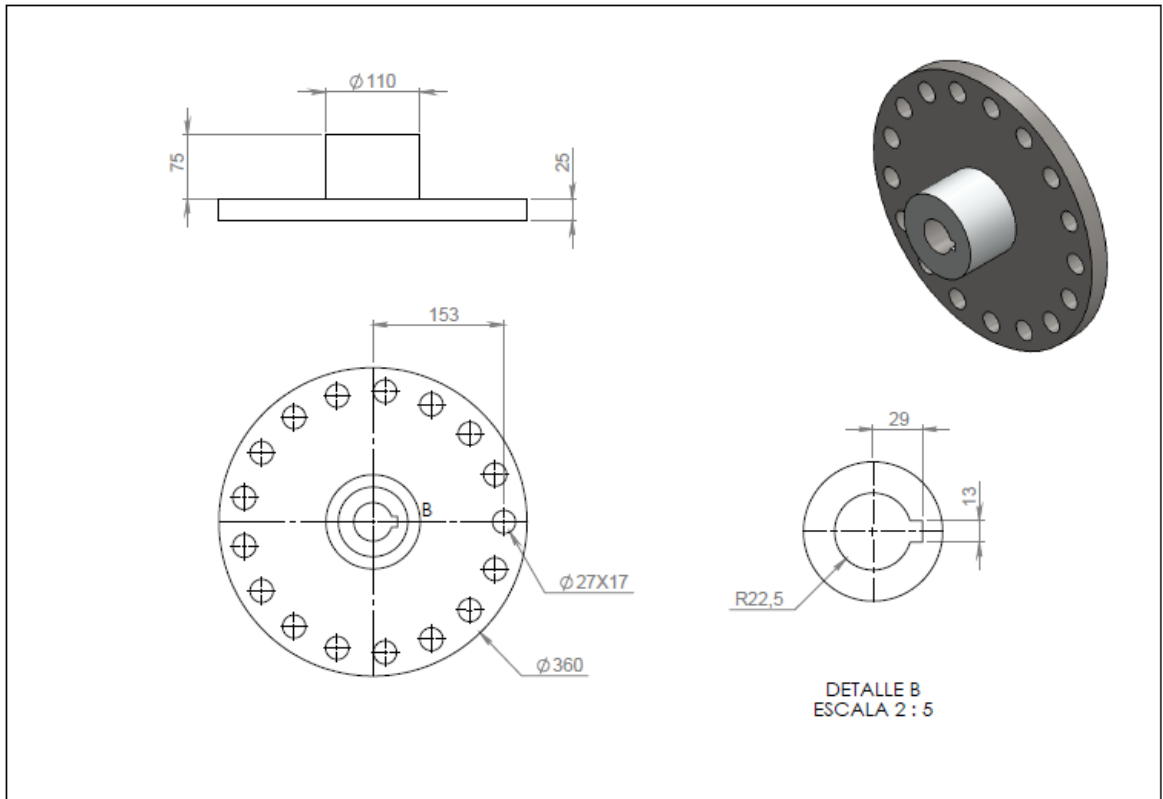


		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : LEVA		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO AISI 304
		ESCALA 1:7	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO: 1.1.2.A	





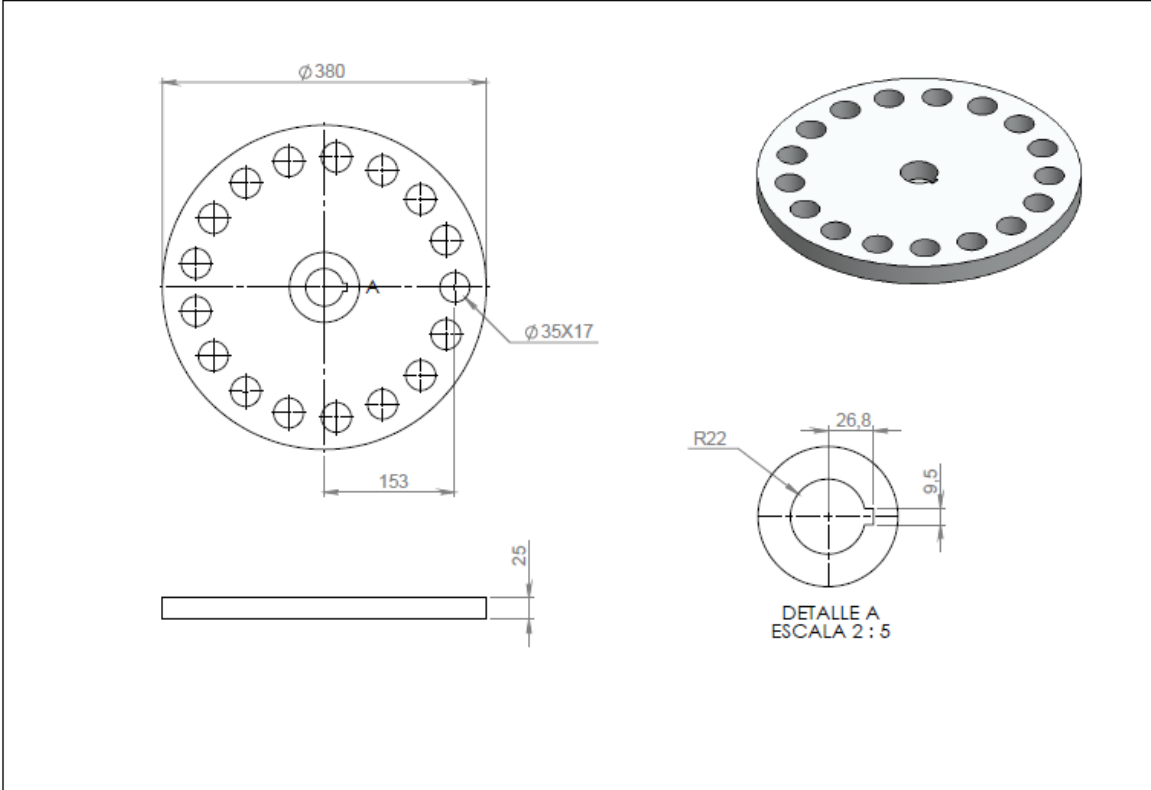


	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : RESORTE		PIEZA N°	MATERIAL: CRÓMO SILICIO
	ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO: 1.1.2.C.



DETALLE B
ESCALA 2 : 5

	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : RUEDA GUIA S P. INFERIOR	PIEZA N°	MATERIAL: ACERO AISI 304
	ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO 1.1.2.D



Universidad
Industrial de
Santander



ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA

PIEZA : RUEDA GUIA S. P. SUPERIOR

PIEZA N°

MATERIAL:
ACERO AISI 304

ESCALA 5:1

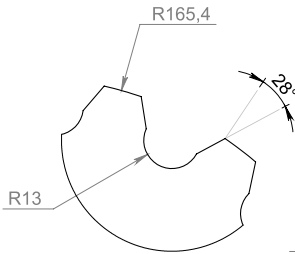
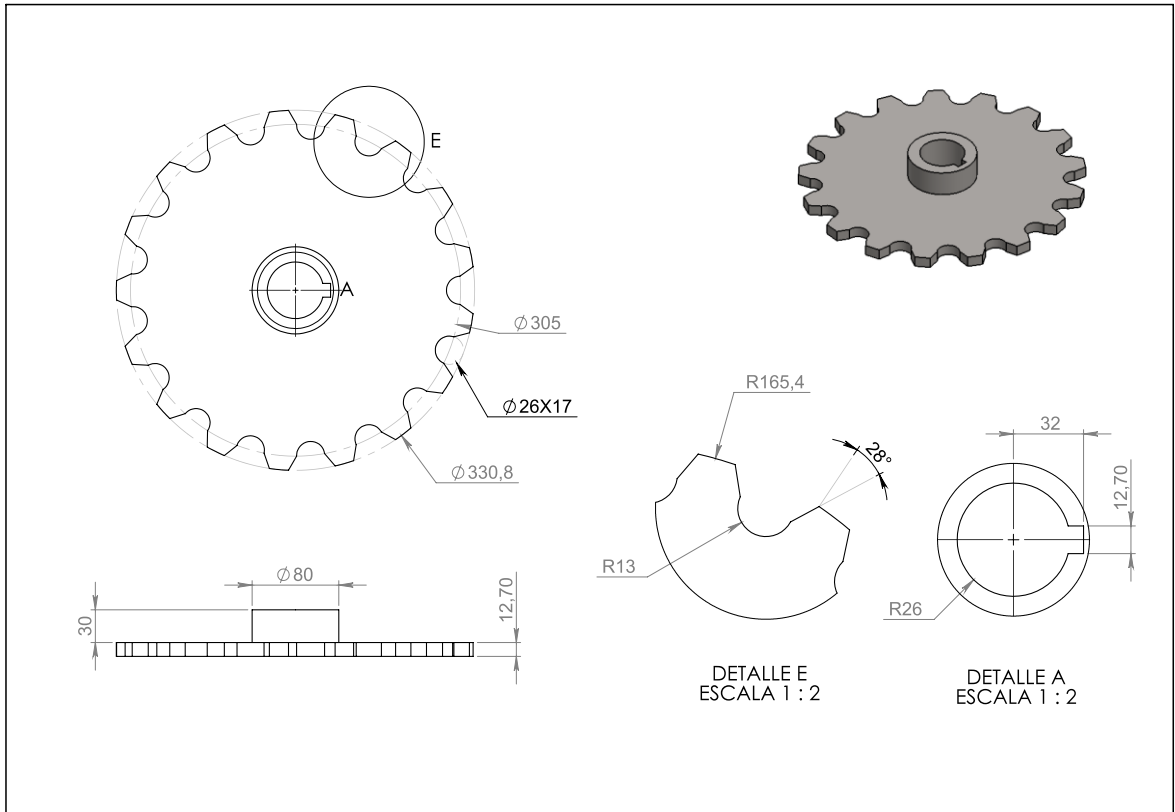
MEDIDAS EN:
mm

FECHA:
05-08-2016

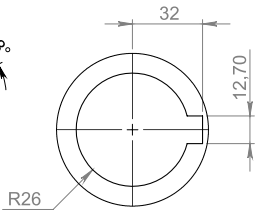
DIBUJADO POR: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON
DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ






PLANO:1.1.2.E.

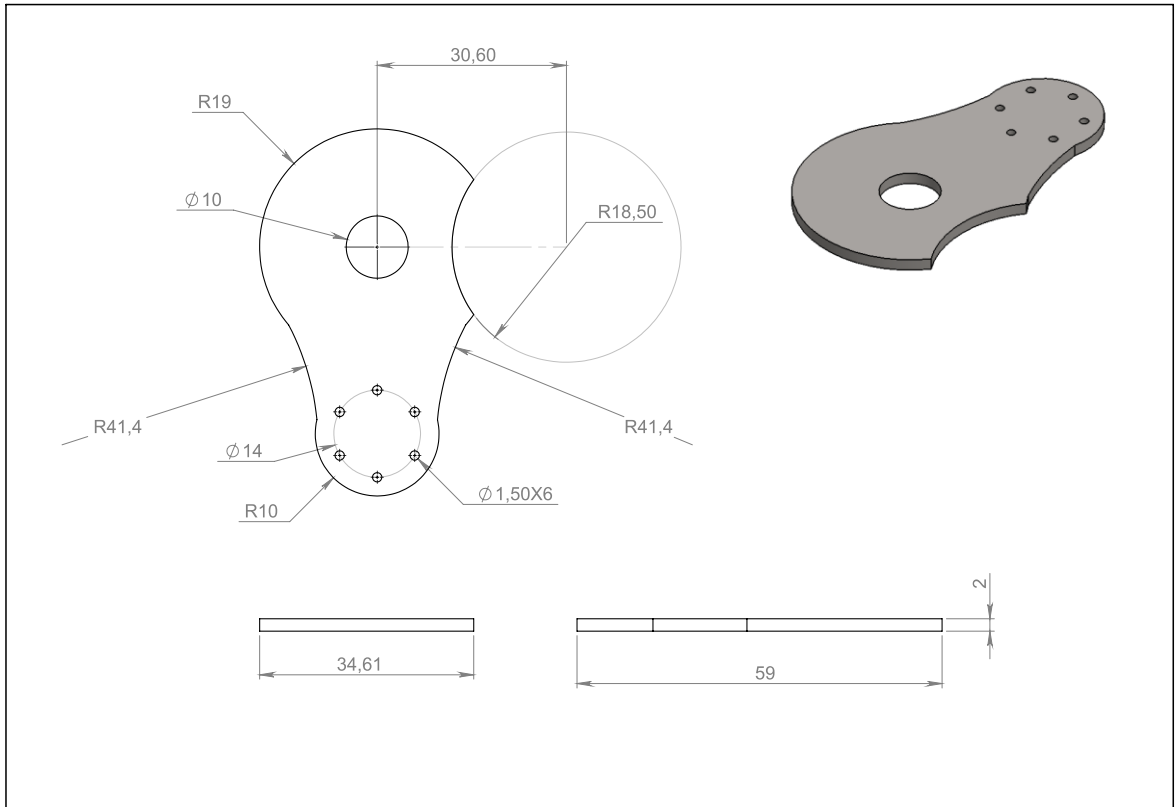





DETALLE E
ESCALA 1 : 2



DETALLE A
ESCALA 1 : 2


		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : RUEDA TRANSPORTADORA		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO 1020
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO: 1.1.2.F.	



		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : SOPORTE MOTORREDUCTOR 2	PIEZA N°	MATERIAL: ACERO 1020
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO: 1.1.2.G.

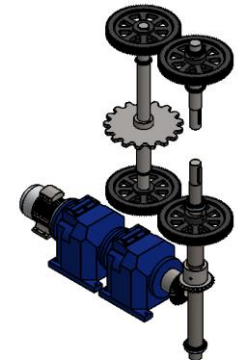
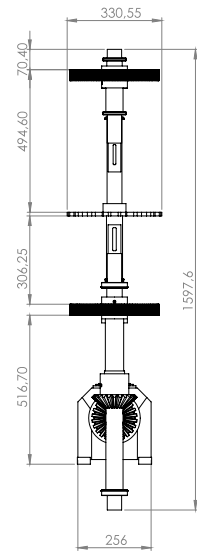
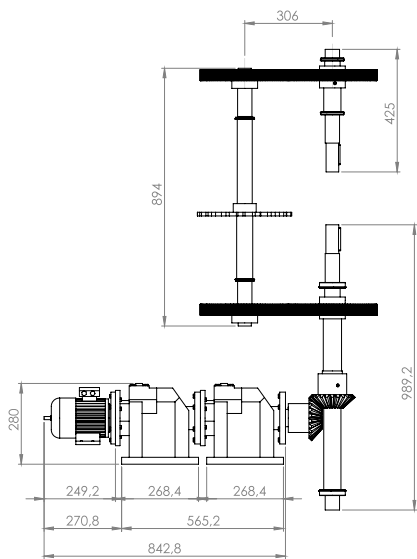
TRANSMISION POTENCIA

NO.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	RODAMIENTO SKF *16010	VARIOS
2	ENGRANAJE RECTO 4	HIERRO FUNDIDO
3	RODAMIENTO SKF *16010	VARIOS
4	EJE 3	ASI 1020
5	CUÑA 1	ACERO 1010
6	CUÑA 2	ACERO 1010
7	RODAMIENTO SKF *5210	VARIOS
8	EJE 1	ASI 4340
9	CUÑA EJE 1	ASI 4340
10	ENGRANAJE RECTO 2	HIERRO FUNDIDO
11	ENGRANAJE CONICO	ASI 4340
12	RODAMIENTO SKF *5210	VARIOS
13	ENGRANAJE RECTO 1	HIERRO FUNDIDO
14	REDUCTOR	VARIOS
15	MOTOR ELECTRICO	VARIOS
16	RODAMIENTO SKF 61810	VARIOS
17	CUÑA	ASI 1010
18	EJE 2	ASI 1020
19	CUÑA	ASI 1010
20	RIJEDA TRANSP	ASI 1045
21	RODAMIENTO SKF 61810	VARIOS
22	ENGRANAJE RECTO	HIERRO FUNDIDO



PLANO N°: 1.1.3.
HOJA: 1/1

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECANICAS	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	MATERIA: TRABAJO DE GRADO
EQUIPO: REFRENTADORA DE CARAS PLANAS		
NOMBRE: SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA	MATERIAL: VARIOS	
DIBUJADO: HERNAN ALONSO CALDERON	AGO - 05 - 2016	
POR: DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		MEDIDAS EN: ESCALA:
REVISADO: RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON		

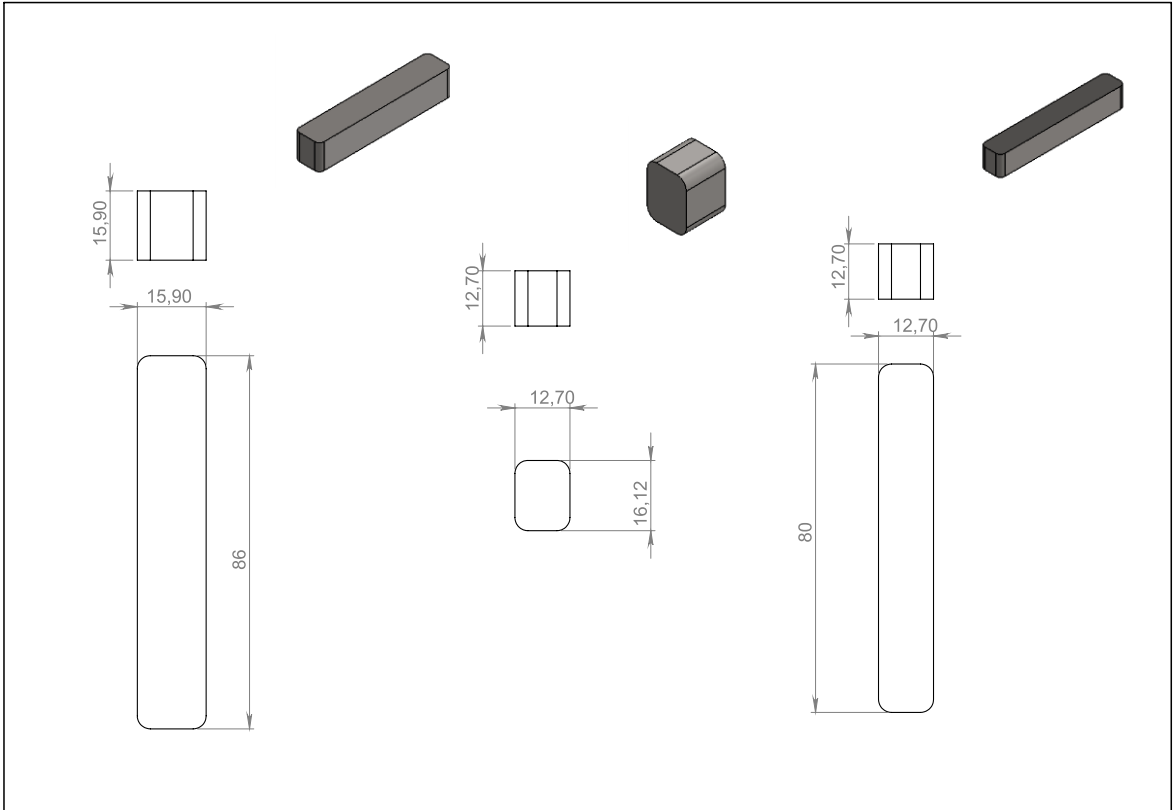







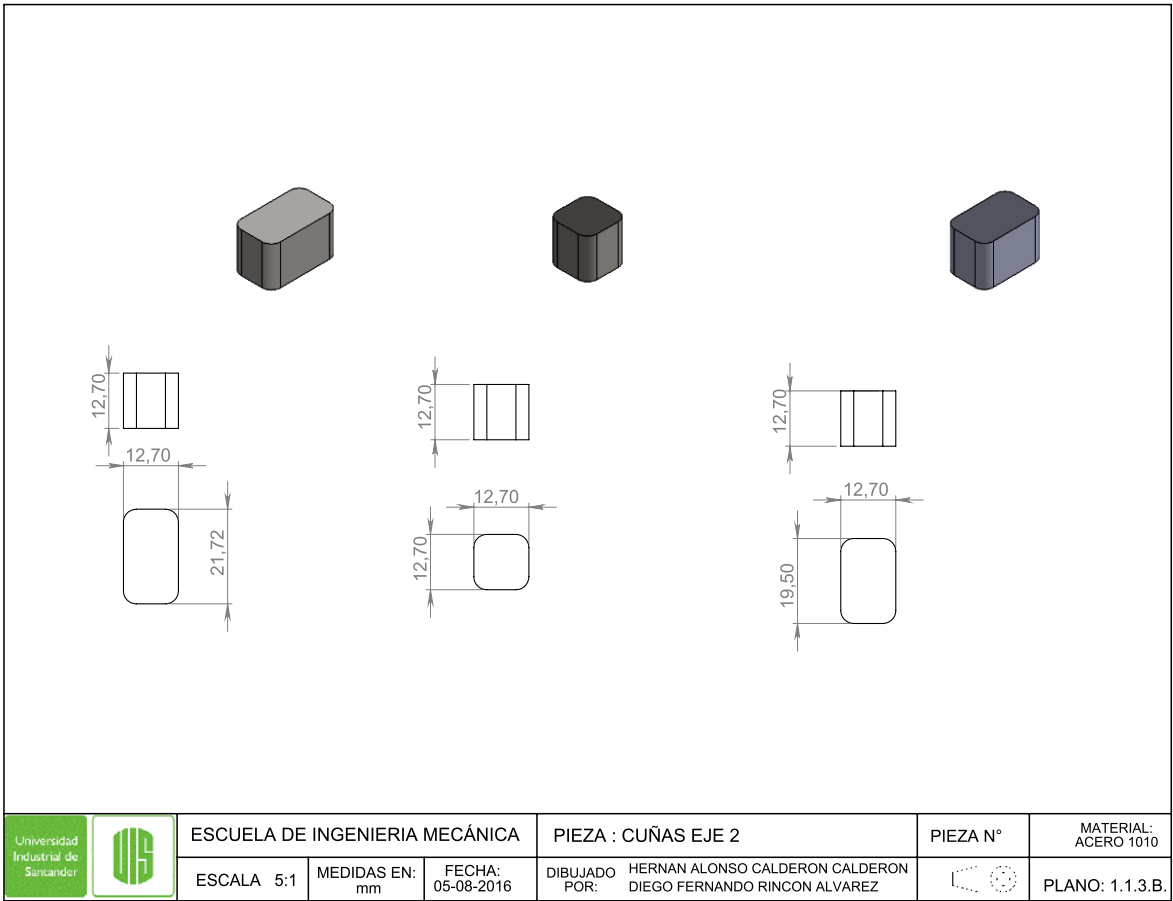
 PLANO N°: 1.1.3.

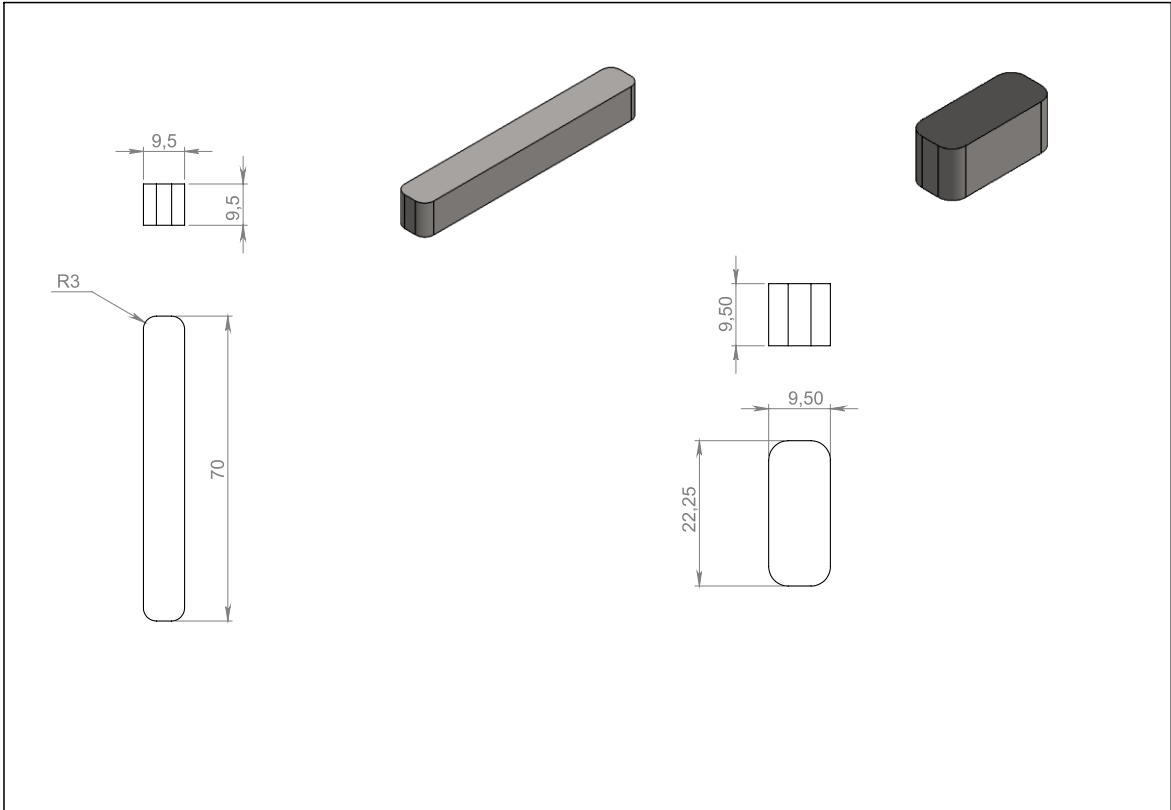
 HOJA:2




UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECANICAS	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	MATERIA: TRABAJO DE GRADO	
EQUIPO: REFRENTADORA DE CARAS PLANAS			
NOMBRE: DETALLE TRANSMISION		MATERIAL: VARIOS	
DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ	AGO - 05 - 2016	
REVISADO:	RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON	MEDIDAS EN: mm	ESCALA: 1/10

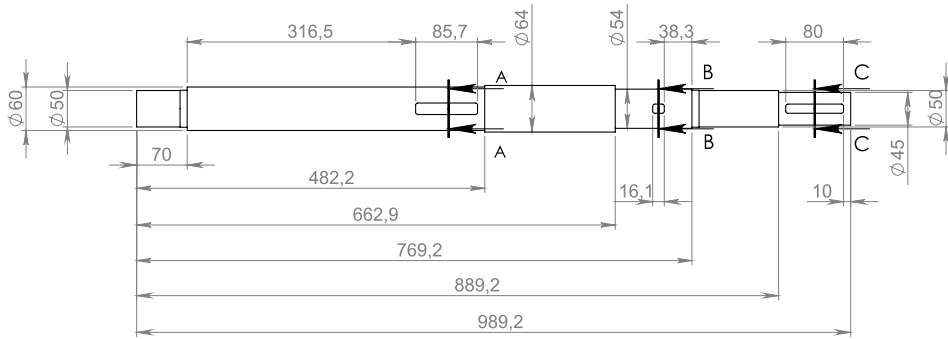


		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : CUÑAS EJE 1		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO 1020
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO: 1.1.3.A

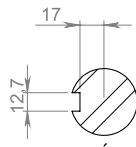




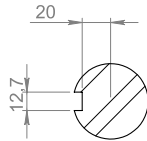
		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : CUÑAS EJE 3		PIEZA N° 3/3	MATERIAL: ACERO 1010
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO: 1.1.3.C.



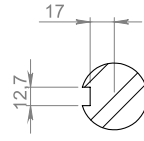
	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : EJE 1	PIEZA N° 1/3	MATERIAL: ACERO 4340
	ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO: 1.1.3.D



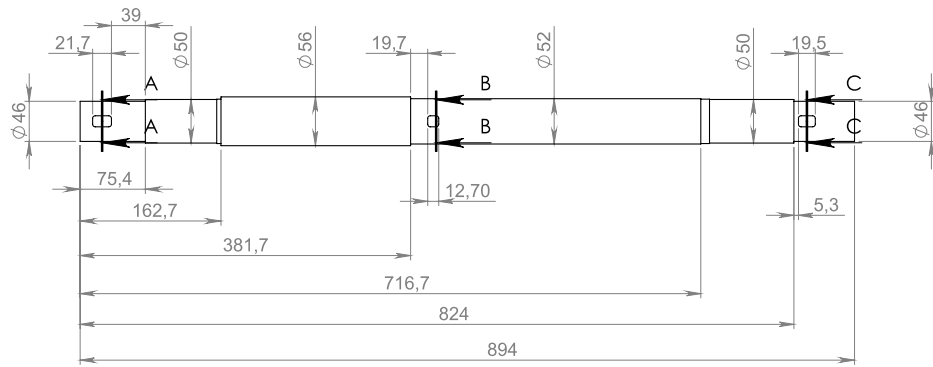
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3






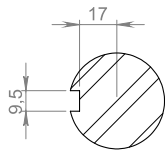
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 3



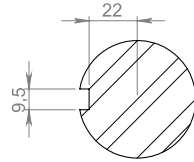
SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 3



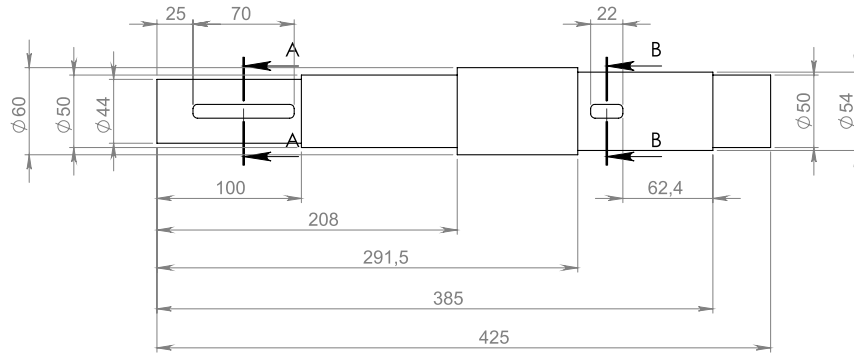
		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA		PIEZA : EJE 2	PIEZA N° :2/3	MATERIAL: ACERO 1020
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ	






SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2




SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : EJE 3		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO 1020
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO:1.1.3.F.

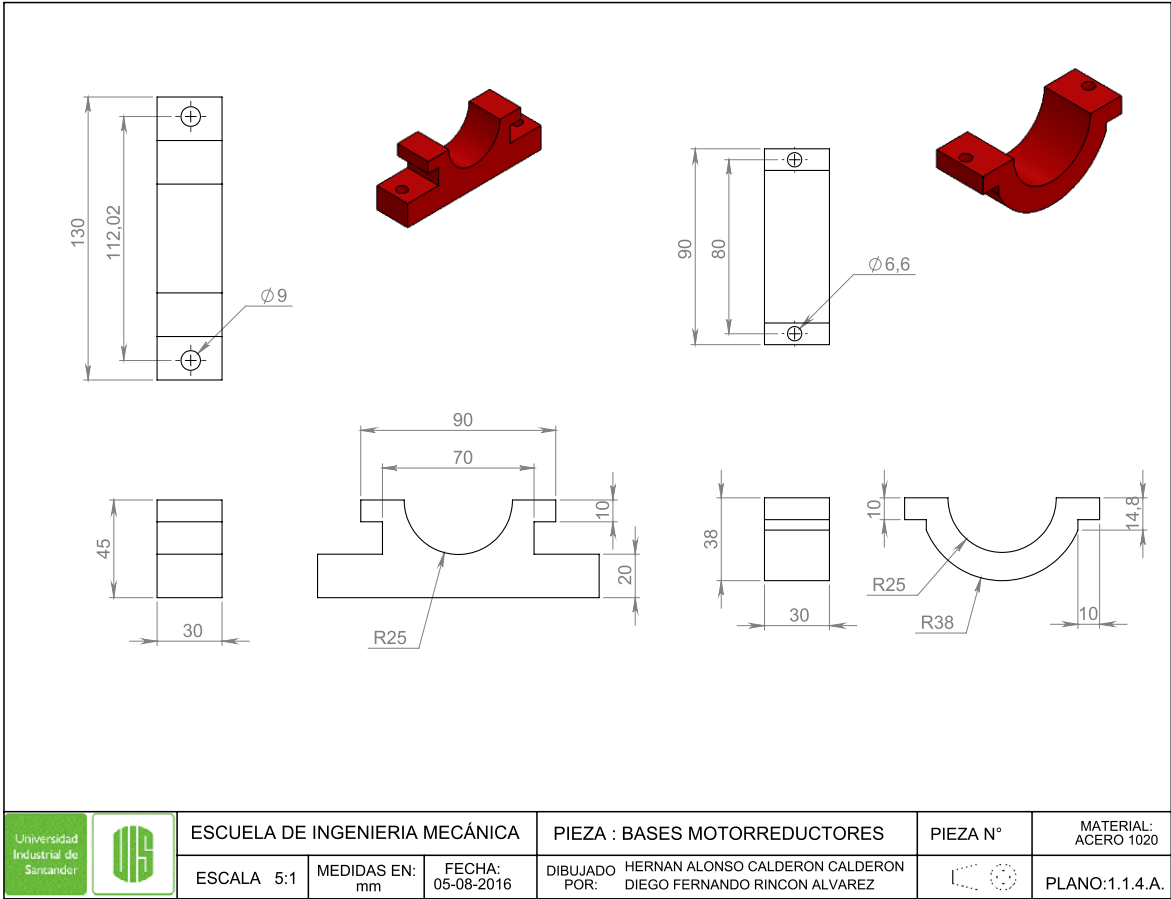
SISTEMA DE FRESADO




NUMERO	DESCRIPCION	MATERIAL
1	TANQUE REFRIGERANTE	POLIMERO
2	ACOPLE	BRONCE
3	MANGUERA 1	NOVAFLEX 2019
4	MANGUERA 2	NOVAFLEX 2019
5	MANGUERA 3	NOVAFLEX 2019
6	BOMBA HIDRAULICA	ACERO
7	MANGUERA 4	NOVAFLEX 2019
8	VALVULA	VARIOS
9	MANGUERA FLEXIBLE	POLIMERO
10	BOQUILLA	POLIMERO
11	SOPORTE INF. MOTORREDUCTOR	HIERRO
12	FRESA	METAL DURO
13	MANDRIL	ACERO
14	MOTORREDUCTOR	VARIOS
15	SOPORTE SUP. MOTORREDUCTOR	HIERRO
16	PIEZA DE TRABAJO	AISI 12L14

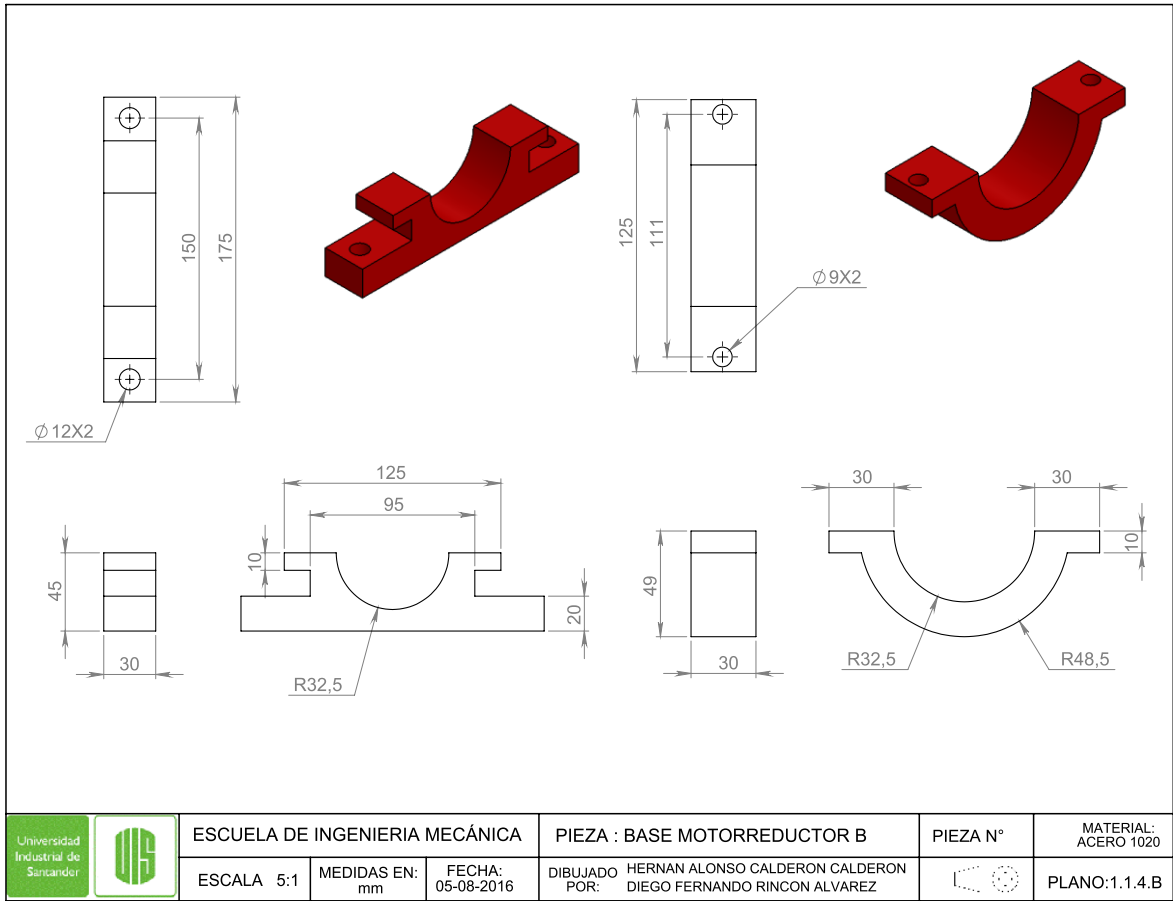


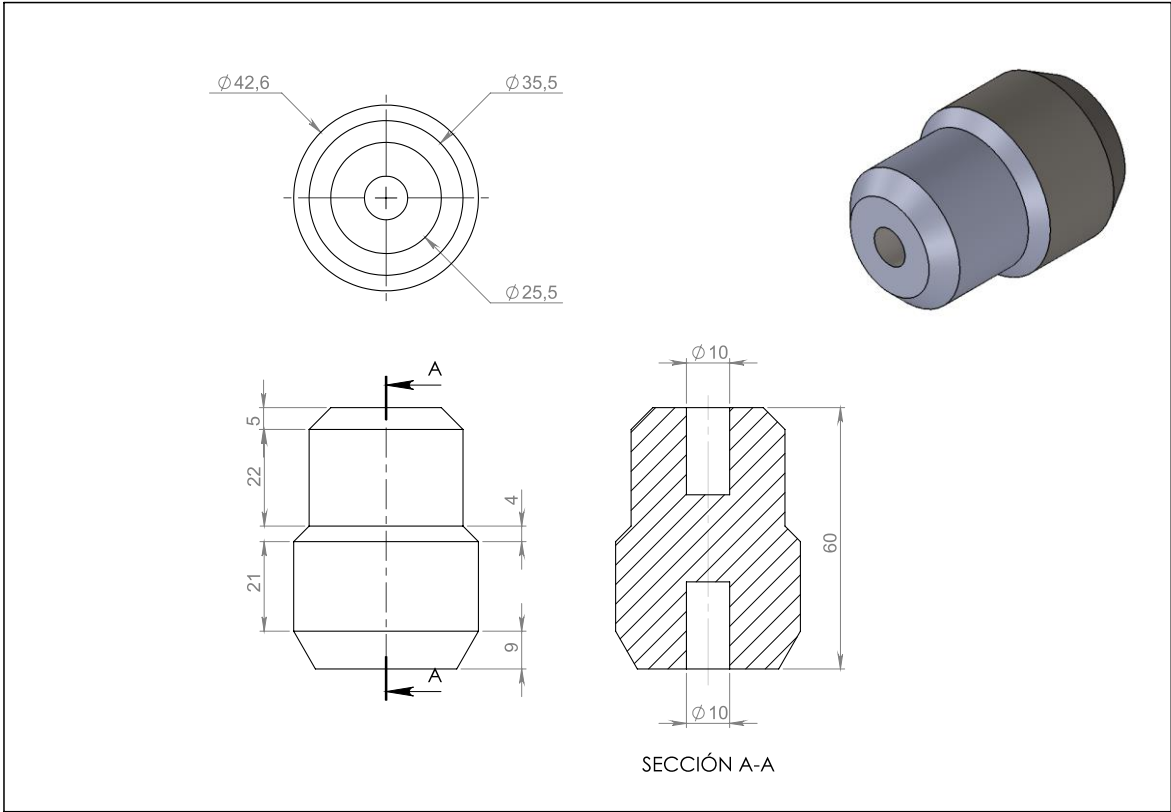
PLANO N°: 1.1.4.
 HOJA: 1/1




UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECANICAS	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	MATERIA: TRABAJO DE GRADO	
EQUIPO: REFRENTADORA DE CARAS PLANAS			
NOMBRE: SISTEMA DE FRESADO		MATERIAL: VARIOS	
DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ	AGO - 05 - 2016	MEDIDAS EN: ESCALA:
REVISADO:	RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON		



		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : BASES MOTORREDUCTORES		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO 1020
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR: HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO:1.1.4.A.	





		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA			PIEZA : Mandril		PIEZA N°	MATERIAL: ACERO AISI 304
		ESCALA 5:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 05-08-2016	DIBUJADO POR:	HERNAN ALONSO CALDERON CALDERON DIEGO FERNANDO RINCON ALVAREZ		PLANO:1.1.4.C.