



BUAP

BENEMÉRITA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE PUEBLA

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA ELECTRÓNICA

**“DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL MÓDULO CENTRAL PARA
CENTRO DE ESMERILADO AUTOMÁTICO PARA DISCOS
Y TAMBORES DE SISTEMAS DE FRENADO”**

TESINA PRESENTADA COMO REQUISITO PARA OBTENER EL
TÍTULO DE:

***LICENCIATURA EN INGENIERÍA EN
MECATRÓNICA***

PRESENTA: **CRISTÓBAL RAMÍREZ GARCÍA**

ASESOR: **M.I. MANUEL ZAPATA Y SÁNCHEZ**

PUEBLA, PUEBLA

NOVIEMBRE 2015

AGRADECIMIENTOS

A mis padres:

A mi padre Bonifacio Ramírez Lara por ser el mejor ejemplo que tengo a seguir para formar mi camino, de ti aprendí la fuerza y las ganas de luchar cada día por alcanzar mis metas y mis sueños, gracias papá te amo.

A mi madre Ma. Eugenia García Mirón por ser el motor que siempre me impulso para seguir adelante, de ti aprendí los valores que me sirven para ser una mejor persona y los cuales llevo a cada paso de mi vida, gracias mamá te amo.

A mis hermanos:

A mi hermano Ricardo, mi cómplice de toda la vida y a su familia.

A mi hermana Lupita, la niña que se convirtió en mujer ante mis ojos y a quien siempre cuidaré.

A mi asesor el Maestro Manuel Zapata y Sánchez de quien he aprendido por sus experiencias y sus conocimientos.

A mis amigos Iván Escalante, Francisco Javier Soto, Jonathan Martínez, Francisco Javier Sánchez y Cesar Rosas quienes me acompañaron en este camino.

A mi abuelo Ricardo García Lozada.

A la memoria de mis abuelos Ramos Mirón Castelán, Mercedes Lara Méndez, Evodio Ramírez Ramírez que en paz descansen.

A mi tía Angelina, a la familia Valderrábano García.

A mi tío José Anselmo y a la familia Ramírez Gómez.

A todos mis tíos y tías.

A todos mis primos y primas.

A la familia Palacios Mendoza por todo el apoyo que me han brindado.

A mi esposa Janette Palacios Mendoza el amor de mi vida.

Y principalmente a mi pequeño Diego Ramírez Palacios mi fuente de inspiración.

ÍNDICE GENERAL

1.- INTRODUCCIÓN.....	9
1.1. INTRODUCCIÓN.....	10
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	11
1.3. OBJETIVO GENERAL.....	12
1.4. OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	12
1.5. DESCRIPCIÓN.....	13
1.6. REQUISITOS INICIALES PARA EL PROCESO.....	15
1.7 DIAGRAMAS A BLOQUES.....	16
2.- MARCO TEÓRICO.....	18
2.1. DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA.....	19
2.2. TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS Y DIMENCIONALES.....	20
2.2.1. TOLERANCIAS DIMENCIONALES.....	21
2.2.2. TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS.....	22
2.3. CLASIFICACIÓN DE ACEROS.....	25
2.4. PERFILES DE ACERO.....	28
2.5. TRATAMIENTOS TÉRMICOS.....	30
2.5.1. TRATAMIENTOS TÉRMICOS EN ACEROS.....	30
2.5.2. ESCALA DE DUREZA ROCKWELL (HRC).....	31
2.6. VELOCIDAD PERIFERICA EN ESMERILADO.....	34
3.- DESARROLLO.....	37

3.1. PROCESO DE ESMERILADO.....	38
3.1.1. ELEMENTOS DE DISCOS Y TAMBORES.....	40
3.2. ENSAMBLE GENERAL DEL MÓDULO DEL CABEZAL.....	42
3.2.1. ESTRUCTURA DEL MÓDULO DEL CABEZAL.....	43
3.2.2. CONTRAPUNTO.....	45
3.2.3. PLATO GIRATORIO Y SISTEMA DE FRENADO.....	54
3.2.4. BANDA DE RODILLOS DEL CABEZAL.....	58
3.2.5. ESQUINA DE RODILLOS MOTORIZADA.....	62
3.3. DIBUJOS 2D.....	65
4.- SIMULACIONES.....	71
4.1. SIMULACIÓN DE PROCESO EN SOLIDWORKS.....	72
4.2. ANÁLISIS DE ESFUERZOS.....	76
5.- RESULTADOS Y CONCLUSIONES.....	81
5.1. RESULTADOS.....	82
5.2. CONCLUSIÓN.....	98
BIBLIOGRAFÍA.....	99
ANEXOS.....	101

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.1</i>	<i>Disco ventilado sin esmerilar.....</i>	<i>10</i>
<i>Figura 1.2</i>	<i>Disco ventilado esmerilado.....</i>	<i>11</i>
<i>Figura 1.3</i>	<i>vista de planta preliminar de la máquina.....</i>	<i>14</i>
<i>Figura 2.1</i>	<i>Lado izquierdo pieza en 3D, lado derecho creación de vista ortogonal de la misma pieza en 2D.....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 2.2</i>	<i>Plano generado de la pieza modelada en 3D.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 2.3</i>	<i>Ejemplo de acotación con y sin tolerancias dimensionales.....</i>	<i>21</i>
<i>Figura 2.4</i>	<i>Rectángulo de tolerancias geométricas.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 2.5</i>	<i>Ejemplo de rectángulo de tolerancias geométricas.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 2.6</i>	<i>Sección transversal de un perfil PTR.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 2.7</i>	<i>Sección transversal de un perfil tipo U.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 2.8</i>	<i>Sección transversal de un perfil angular L.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 2.9</i>	<i>Esquema de medición de la dureza Rockwell.....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 2.10</i>	<i>Identador cónico esferoidal de Rockwell.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura 3.1</i>	<i>vista de planta del proceso de esmerilado.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 3.2</i>	<i>Renderizado del centro de esmerilado automático.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 3.3</i>	<i>Izquierda circunferencias de un tambor derecha circunferencias de un disco..</i>	<i>41</i>
<i>Figura 3.4</i>	<i>Ensamble general del módulo del cabezal.....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 3.5</i>	<i>Conjunto soldado de la estructura del cabezal.....</i>	<i>44</i>
<i>Figura 3.6</i>	<i>Pata de nivelación de la estructura.....</i>	<i>45</i>

Figura 3.7	<i>Vista de sección del contrapunto.....</i>	<i>45</i>
Figura 3.8	<i>Cálculos de volumen del programa SolidWorks.....</i>	<i>47</i>
Figura 3.9	<i>Ensamble contrapunto y estructura.....</i>	<i>52</i>
Figura 3.10	<i>Capacidad de carga en las guías lineales.....</i>	<i>53</i>
Figura 3.11	<i>Vista de sección del plato giratorio.....</i>	<i>55</i>
Figura 3.12	<i>Puntos de atornillado entre el sistema del plato y la estructura.....</i>	<i>58</i>
Figura 3.13	<i>Vista de planta de banda de rodillos del cabezal.....</i>	<i>59</i>
Figura 3.14	<i>Ensamble de rodillo.....</i>	<i>61</i>
Figura 3.15	<i>Ensamble de rodillo a la estructura.....</i>	<i>62</i>
Figura 3.16	<i>Esquina motorizada.....</i>	<i>62</i>
Figura 3.17	<i>Dirección de movimiento de discos.....</i>	<i>63</i>
Figura 3.18	<i>Módulo de transmisión HUBCITY.....</i>	<i>65</i>
Figura 3.19	<i>Cajetín para planos de fabricación.....</i>	<i>66</i>
Figura 3.20	<i>Recuadro de materiales y tratamientos.....</i>	<i>67</i>
Figura 3.21	<i>Vistas 2D de módulo del cabezal.....</i>	<i>67</i>
Figura 3.22	<i>Vista de ensamble.....</i>	<i>68</i>
Figura 3.23	<i>Vista conjunto soldado.....</i>	<i>69</i>
Figura 3.24	<i>Plano de una pieza.....</i>	<i>70</i>
Figura 4.1	<i>Izquierda vista frontal entrada disco, derecha vista lateral.....</i>	<i>72</i>
Figura 4.2	<i>Izquierda sujeción de tambor grande derecha sujeción de disco pequeño.....</i>	<i>73</i>
Figura 4.3	<i>Izquierda tambor y plato pequeño, derecha disco y plato grande.....</i>	<i>74</i>

<i>Figura 4.4</i>	<i>Entrada del esmeril al módulo del cabezal.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 4.5</i>	<i>Dirección de salida del disco.....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 4.6</i>	<i>Simulación de esfuerzo del centrador del contrapunto.....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 4.7</i>	<i>Simulación de esfuerzo de plato de 220mm.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 4.8</i>	<i>Simulación de esfuerzo de plato de 310mm.....</i>	<i>79</i>
<i>Figura 5.1</i>	<i>Diseño 3D final del módulo del cabezal.....</i>	<i>82</i>
<i>Figura 5.2</i>	<i>Plano de fabricación ensamble general.....</i>	<i>83</i>
<i>Figura 5.3</i>	<i>Plano de fabricación estructura del cabezal.....</i>	<i>83</i>
<i>Figura 5.4</i>	<i>Plano de fabricación estructura del cabezal.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 5.5</i>	<i>Plano de fabricación contrapunto, soporte del contrapunto.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 5.6</i>	<i>Plano de fabricación eje del contrapunto.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 5.7</i>	<i>Plano de fabricación base de rodamiento y soporte.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 5.8</i>	<i>Plano de fabricación base de rodamiento y cartabón.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 5.9</i>	<i>Plano de fabricación soporte motor y tapa de rodamiento.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 5.10</i>	<i>Plano de fabricación cartabón motor hidráulico y sujeción cilindro.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 5.11</i>	<i>Plano de fabricación placa principal cabezal.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 5.12</i>	<i>Plano de fabricación plato giratorio y placa para mesa.....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 5.13</i>	<i>Plano de fabricación base del plato y eje para plato y freno.....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 5.14</i>	<i>Plano de fabricación base para rodamiento.....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 5.15</i>	<i>Plano de fabricación placas para rodamiento.....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 5.16</i>	<i>Plano de fabricación base de rodamiento.....</i>	<i>90</i>

<i>Figura 5.17 Plano de fabricación plato chico y placa para mesa.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 5.18 Plano de fabricación barandal rodillos.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 5.19 Plano de fabricación rodillo y soporte de rodillo.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 5.20 Plano de fabricación barandal 1 esquina.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 5.21 Plano de fabricación barandal esquina.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 5.22 Plano de fabricación ensamble final de esquina de salida.....</i>	<i>93</i>
<i>Figura 5.23 Plano de fabricación rodillos 1 y 2.....</i>	<i>93</i>
<i>Figura 5.24 Plano de fabricación rodillos 3 y 4.....</i>	<i>94</i>
<i>Figura 5.25 Plano de fabricación rodillos 5 y 6.....</i>	<i>94</i>
<i>Figura 5.26 Plano de fabricación soporte 1 para rodillos.....</i>	<i>95</i>
<i>Figura 5.27 Plano de fabricación soporte 2 para rodillos.....</i>	<i>95</i>
<i>Figura 5.28 Plano de fabricación soporte 3 y 4 para rodillos.....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 5.29 Plano de fabricación soporte 5 y 6 para rodillos.....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 5.30 Plano de fabricación estructura de esquina.....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 5.31 Plano de fabricación estructura de esquina.....</i>	<i>97</i>

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 2.1</i>	<i>Simbología de tolerancias geométricas.....</i>	<i>23</i>
<i>Tabla 2.2</i>	<i>Clasificación AISI-SAE tipos de acero aleados.....</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 2.3</i>	<i>Clasificación AISI-SAE tipos de acero herramienta.....</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 2.4</i>	<i>Escalas de dureza Rockwell.....</i>	<i>34</i>
<i>Tabla 2.5</i>	<i>Cálculos de revoluciones por minuto y número de cortes en discos.....</i>	<i>36</i>
<i>Tabla 3.1</i>	<i>Medidas de discos y tambores.....</i>	<i>41</i>
<i>Tabla 3.2</i>	<i>Capacidad de carga en rodamiento SKF 22208 E.....</i>	<i>49</i>
<i>Tabla 3.3</i>	<i>Capacidad de carga en rodamiento SKF 30208 J2/Q.....</i>	<i>50</i>
<i>Tabla 3.4</i>	<i>Capacidad de carga en las guías lineales.....</i>	<i>54</i>
<i>Tabla 3.5</i>	<i>Capacidad de carga rodamiento SKF R8.....</i>	<i>60</i>

1. INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN

La empresa San Luis Rassini Frenos se dedica, a la elaboración de discos ventilados, discos sólidos y tambores para sistemas de frenado de la industria automotriz, teniendo como clientes a empresas importantes como: Ford, Chrysler, Dodge, Nissan, Volkswagen, Chevrolet, entre otras. La manufactura de los discos y tambores se realiza en distintos procesos, entre los cuales destacan, diseño y modelado de las piezas, fundición, maquinado y acabado de las piezas. Dentro de los procesos ya mencionados existen distintos subprocesos, algunos de ellos se realizan de manera automatizada, pero algunos otros aún se siguen realizando de forma manual.

El proceso de maquinado se encarga del rectificado de los discos y los tambores, este proceso inicia con un subproceso, que se encarga del esmerilado del diámetro exterior de las piezas. Dicho subproceso se realiza de manera manual, utilizando esmeriles de banco para realizar el esmerilado y al obrero para posicionar las piezas en el mismo, esto resulta desgastante, porque el peso de los discos y de los tambores varía desde los 15 hasta los 27 kilogramos, en una jornada laboral de 8 horas continuas al día, pero sobre todo es peligroso para el obrero, ya que se encuentra directamente expuesto, a sufrir accidentes con el esmeril de banco, estando el trabajador en contacto muy cercano con la piedra del esmeril en movimiento. En las figuras 1.1 y 1.2 se muestran discos ventilados antes y después del subproceso de esmerilado del diámetro exterior.



Figura 1.1 Disco ventilado sin esmerilar



Figura 1.2 Disco ventilado esmerilado

Por estas razones surge en la empresa la necesidad de automatizar este subproceso, proponiendo como solución el diseño, implementación y puesta en marcha de una máquina que se encargue de realizar el trabajo de esmerilado de manera automática, evitando así accidentes y riesgos que pueda sufrir el obrero.

Esta máquina lleva como nombre “CENTRO DE ESMERILADO AUTOMÁTICO”, su diseño se realiza de manera modular, para poder obtener mejor flexibilidad al momento de instalarla en la planta, dividiéndola en 3 partes: módulo de entrada y centrado de piezas, este módulo se encarga de recibir los discos y posicionarlos en la siguiente parte de la máquina, módulo central, en esta parte se realizará el trabajo de esmerilado en los discos y por ultimo módulo de salida y adaptación del esmeril de banco, en esta parte de la máquina se hace una adaptación al esmeril, para poder realizar el esmerilado de forma automática, en esta tesina se describe el diseño y simulación en SolidWorks 2010 del módulo central.

1.2 JUSTIFICACIÓN

Como estudiantes tenemos la necesidad de aplicar nuestros conocimientos actuales en el ámbito laboral, así como aprender del mismo para poder iniciar con nuestro desarrollo

profesional. Esta es la razón por la cual la empresa San Luis Rassini Frenos, lanza la convocatoria a tesistas para realizar el diseño de la máquina, que lleva por nombre “CENTRO DE ESMERILADO AUTOMÁTICO”, para su implementación y puesta en marcha, y así cubrir en común acuerdo las necesidades, tanto de la empresa como del alumno. Es así como este proyecto nos permite como estudiantes, cumplir simultáneamente con dos de nuestros objetivos primordiales para nuestro crecimiento profesional, los cuales son: realizar nuestro trabajo de tesina para poder obtener el título de Ingeniero Mecatrónico y al mismo tiempo entrar en el ámbito laboral y obtener experiencia del mismo.

1.3 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y simular en SolidWorks 2010 el módulo central, de un centro de esmerilado automático para discos y tambores de sistemas de frenado para la industria automotriz de la empresa San Luis Rassini Frenos.

1.4 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Diseñar en SolidWorks 2010 la estructura del módulo central.
- Diseñar un sistema de sujeción del disco.
- Diseñar un sistema que realice el movimiento circular del disco para el esmerilado.
- Diseñar un sistema de frenado que se encargue de detener la pieza después del esmerilado.
- Diseñar un sistema que saque la pieza del módulo.
- Realizar el ensamble del módulo donde se integren todas y cada una de las partes ya mencionadas.
- Realizar los planos para la construcción del módulo
- Realizar simulación de movimientos del sistema.
- Realizar simulación en piezas sujetas a cargas.

1.5 DESCRIPCIÓN

En este trabajo de tesina se presenta el diseño mecánico del módulo central, donde se realiza el esmerilado de discos y tambores, utilizando las herramientas del programa SolidWorks 2010 las cuales facilitan el diseño, el análisis de dimensiones, así como la solución de problemas que puedan surgir con respecto a movimientos, sujeciones y ensamble de cada una de las partes conforme se desarrolla gradualmente el diseño, así mismo tener una visión clara de la simulación del proceso que realizará el centro de esmerilado, tomando en cuenta análisis de esfuerzos y movimientos realizados.

El proceso de esmerilado, en forma manual, se realiza de la siguiente manera: el obrero toma la pieza ya sea disco o tambor y lo coloca en el esmeril de banco, lo hace girar para que se pueda llevar a cabo el esmerilado, una vez que la pieza se encuentra esmerilada, el obrero retira la pieza del esmeril y el proceso concluye.

Al automatizar este proceso, queremos que la máquina realice todas y cada una de las partes aquí descritas, de forma segura y eficiente, por esta razón y para tener una mayor flexibilidad, el diseño del centro de esmerilado se dividió en 3 módulos, el primero se encarga de colocar la pieza en una posición en que pueda sujetarse la misma y así realizar el trabajo de esmerilado, en el segundo módulo se encarga de la sujeción y el movimiento que debe realizar la pieza para su esmerilado y el tercer módulo moverá el esmeril de banco para que pueda esmerilar la pieza, en la figura 1.3 se muestra una vista de planta preliminar de la máquina y la distribución de dichos módulos. En particular se describe el trabajo a realizar del segundo módulo, el cual es el módulo central de la maquina.

El primer módulo del centro de esmerilado colocará la pieza en el módulo central. Una vez que la pieza se encuentra en la posición deseada, comienza el proceso que realizará dicho módulo, lo primero que debe realizar el módulo, es sujetar el disco mediante un sistema que se accionará por medio un cilindro hidráulico, cuando la pieza se encuentre sujeta, otro sistema la pondrá a girar, este sistema será accionado mediante un motor hidráulico, en este momento el tercer módulo realizará su trabajo impulsando el esmeril de

banco para que la pieza sea esmerilada, inmediatamente después del esmerilado, el esmeril de banco termina su trabajo y regresa a su posición inicial, antes de poder liberar la pieza esmerilada, se debe detener el movimiento giratorio de la misma, para poder detener la pieza se utilizará un sistema de frenado neumático, con la pieza completamente detenida el sistema de sujeción libera la pieza, el primer módulo, al colocar la siguiente pieza a esmerilar, empuja la pieza esmerilada y la envía a un sistema que la transportara a la banda de salida, en este caso se utilizará una banda transportadora motorizada que lo realice y en este momento se termina el proceso que debe realizar el módulo central.

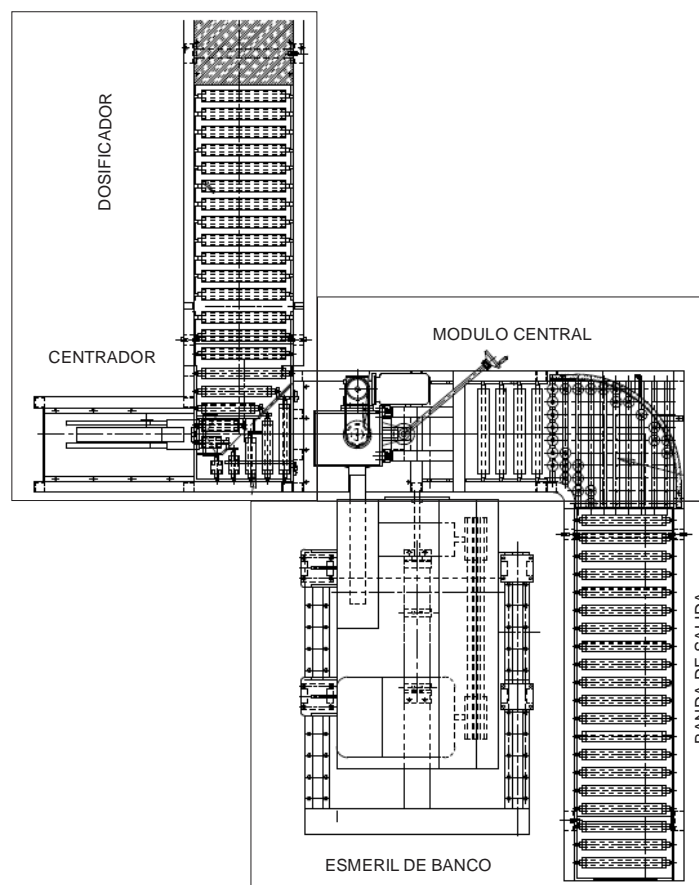


Figura 1.3 vista de planta preliminar de la máquina

1.6. REQUISITOS INICIALES PARA EL PROCESO

Para poder asegurar el correcto funcionamiento del módulo a diseñar, se deben considerar una serie de requisitos, que marcan las condiciones de funcionamiento que la máquina debe cumplir, dichos requisitos se describen a continuación:

1.- Asegurar que el tiempo del proceso de esmerilado debe ser de 3 segundos ya que es el tiempo en que se realiza el proceso de forma manual.

2.- Asegurar que la concetricidad entre el disco o tambor y el sistema de sujeción y al mismo tiempo que sujete cualquier modelo de disco o tambor que se produce en la empresa.

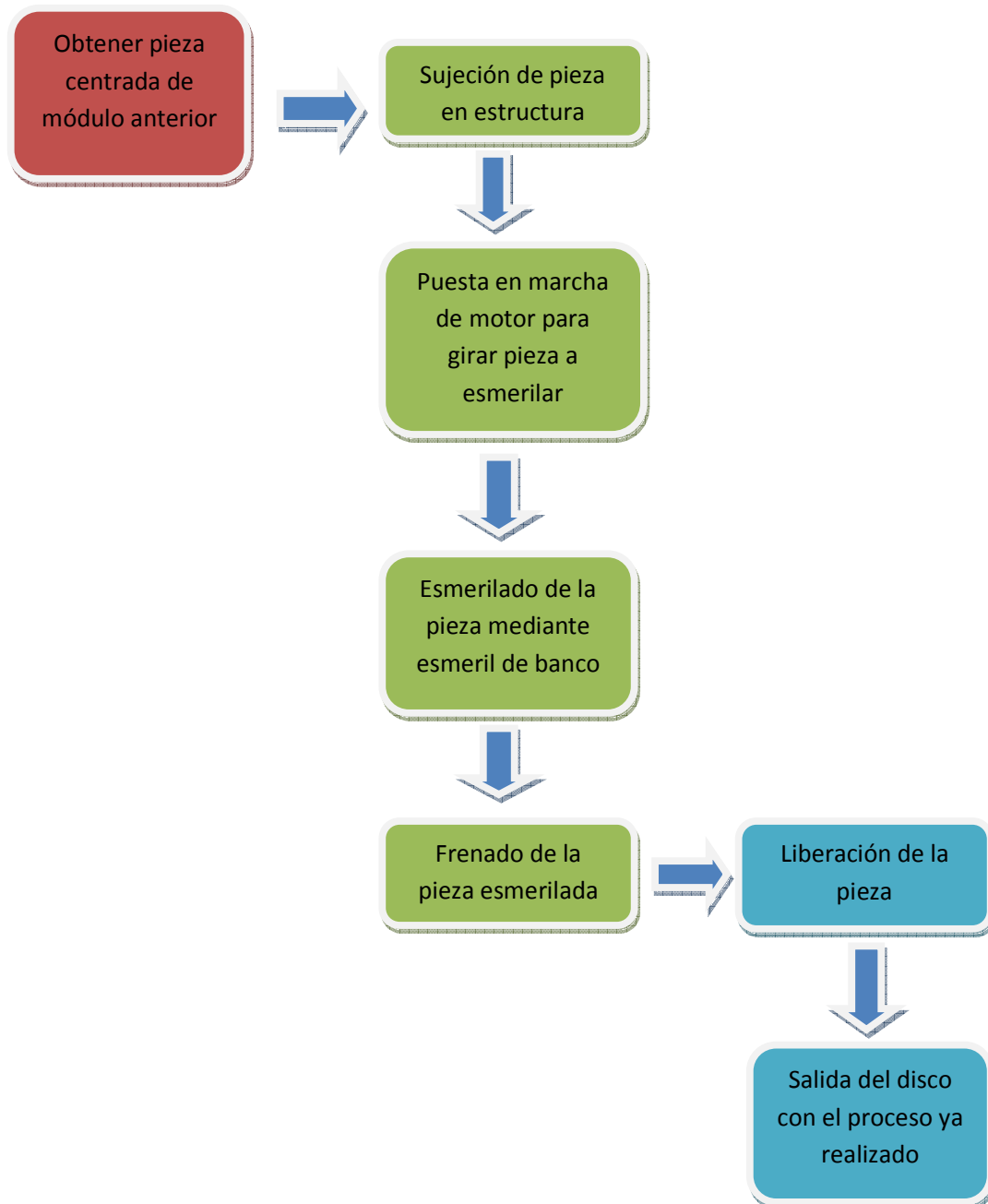
3.- Asegurar que el disco siempre estará en posición horizontal durante el proceso de esmerilado para evitar daños tanto en la pieza como en la máquina.

4.- Asegurar que la máquina puede esmerilar el diámetro de cualquier modelo de disco o tambor que se produce en la empresa.

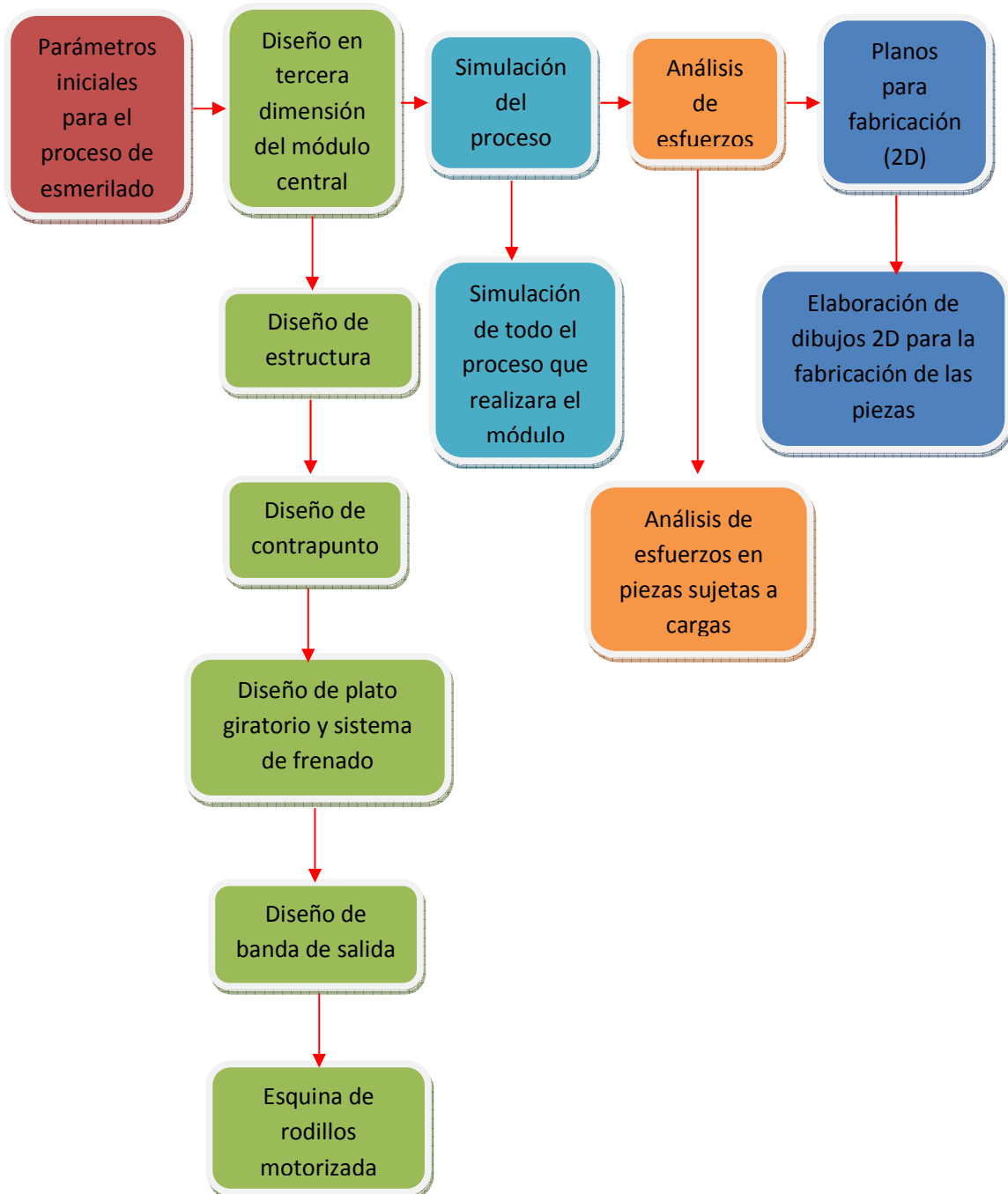
5.- Asegurar que las dimensiones del centro de esmerilado coincidan con lo establecido en el lay out de planta.

1.7 DIAGRAMAS A BLOQUES

Para tener un mejor entendimiento del proceso que debe realizar el módulo central se presenta el siguiente diagrama a bloques que describe su funcionamiento.



El siguiente diagrama a bloques describe el proceso de diseño realizado en esta tesina donde se muestran los pasos a seguir para el diseño mecánico.



2. MARCO TEÓRICO

2.1 DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA (CAD)

Como lo definimos en el capítulo anterior, en esta tesina se presenta el diseño en SolidWorks del módulo central de la máquina, por esta razón es importante tener en consideración, las ventajas que nos ofrece el diseño asistido por computadora **CAD** (por sus siglas en inglés para: *computer-aided design*).

El diseño asistido por computadora es un proceso que mejora la fabricación, desarrollo y diseño de los productos con la ayuda de la computadora. Con este proceso se pretende fabricarlos con mayor precisión, a un menor precio y mucho más rápido que si se hiciera de manera manual. (Diseño asistido por computadora, 2015)

En la actualidad existen distintas empresas que día con día crean y mejoran programas de CAD, como ejemplo podemos destacar a Dassault Systemes con programas como SolidWorks y CATIA, la empresa SIEMENS con Solid Edge y NX, Autodesk con Autocad e Inventor, entre otros. Estos programas permiten el modelado de piezas y ensambles tridimensionales (3D), las cuales facilitan la creación de vistas ortogonales bidimensionales (2D), de manera inmediata (fig. 2.1) y de esta forma obtener planos para la construcción del modelo en 3D (fig. 2.2).

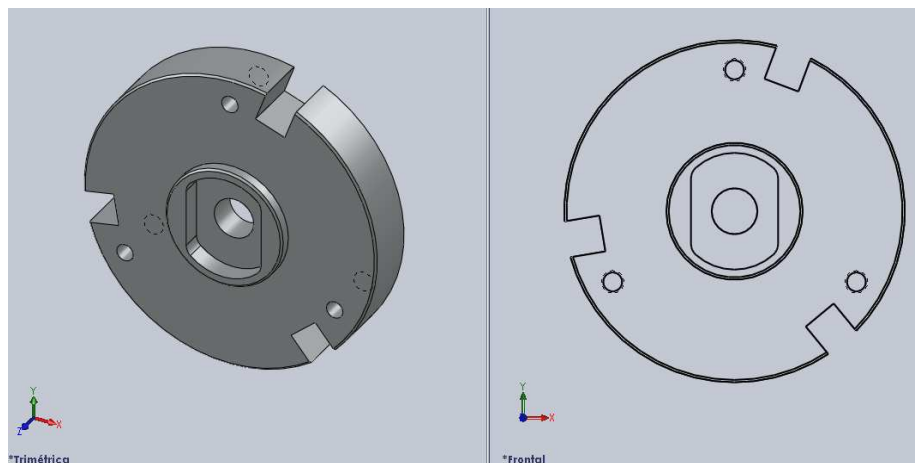


Figura 2.1 Lado izquierdo pieza en 3D, lado derecho creación de vista ortogonal de la misma pieza en 2D

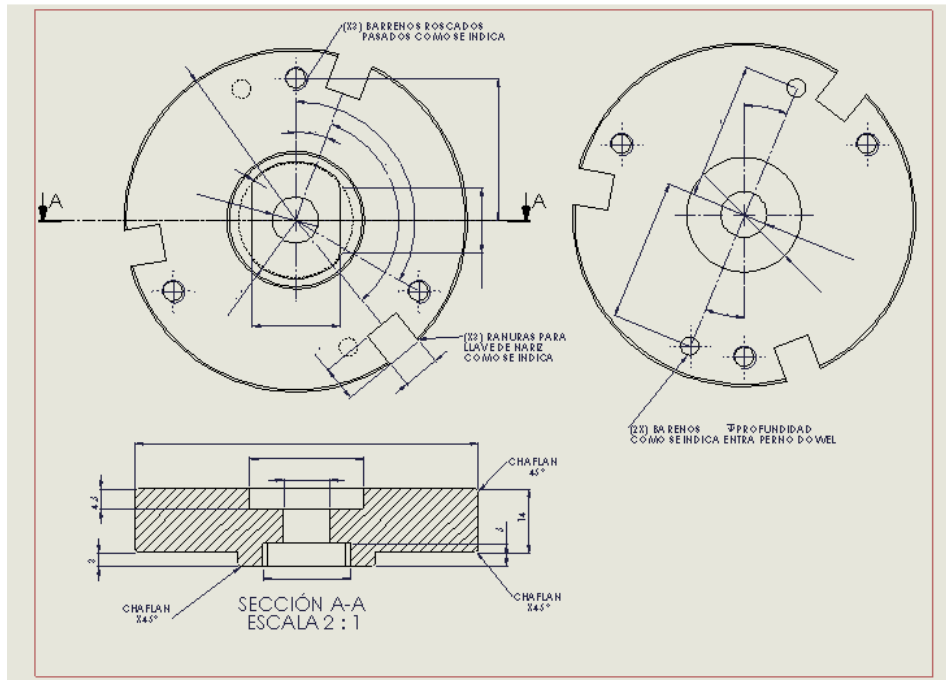


Figura 2.2 Plano generado de la pieza modelada en 3D

Los sistemas de modelado sólido proporcionan una interfaz con uno o más programas de Análisis de Elemento Finito (FEA, por sus siglas en inglés para: *Finite Element Analysis*) y permiten una transferencia directa de la geometría del modelo al paquete FEA para análisis de esfuerzos, vibraciones y transferencia de calor (Norton, 2000).

Para esta tesina se requiere seguir los siguientes pasos: modelado de piezas en 3D, ensamble de piezas para complementación del diseño, generar planos en 2D para la construcción de las piezas y finalmente obtener un análisis de esfuerzo en partes sujetas a cargas mediante el programa SolidWorks 2010.

2.2 TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS Y DIMENSIONALES

Hoy en día el uso de las tolerancias geométricas y dimensionales es imprescindible para el diseño y la fabricación de artículos, que van desde los que son muy pequeños hasta los que tienen enormes dimensiones.

Las tolerancias tanto geométricas como dimensionales están enfocadas a describir, así como también marcar los parámetros aceptables para su fabricación, para de esta manera, aumentar la productividad y la calidad, así como tratar de disminuir de una manera considerable los costos y las pérdidas. (Tolerancias geométricas y dimensionales, 2015)

La importancia de utilizar las tolerancias geométricas y dimensionales, se basa en estandarizar los procesos de fabricación, para que cualquier fabricante pueda interpretar en un dibujo 2D, las especificaciones que una pieza requiere tanto en dimensiones como en geometría.

2.2.1 TOLERANCIAS DIMENSIONALES

Para poder clasificar y valorar la calidad de las piezas reales se han introducido las tolerancias dimensionales. Mediante estas se establece un límite superior y otro inferior, dentro de los cuales tienen que estar las piezas buenas. Según este criterio, todas las dimensiones deseadas, llamadas también dimensiones nominales, tienen que ir acompañadas de unos límites, que les definen un campo de tolerancia. Muchas cotas de los planos, llevan estos límites explícitos, a continuación del valor nominal, en la figura 2.3 se puede observar la acotación con tolerancias dimensionales.

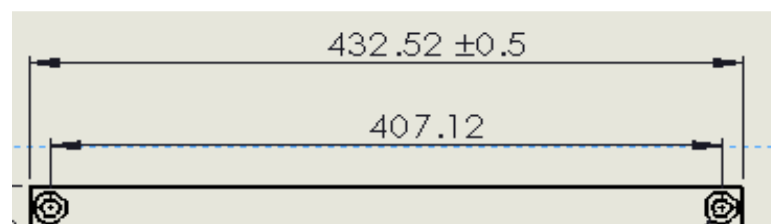


Figura 2.3 Ejemplo de acotación con y sin tolerancias dimensionales

Todas aquellas cotas que no están acompañadas de límites dimensionales explícitos, tendrán que cumplir las exigencias de las normas de Tolerancias generales (DIN 16901 / 1973, EN22768-2 /1993 etc.) que se definen en el campo del diseño, en la proximidad del cajetín. Después del proceso de medición, siguiendo el significado de las tolerancias

dimensionales las piezas industriales se pueden clasificar en dos grupos: Buenas y Malas. Al primer grupo pertenecen aquellas piezas, cuyas dimensiones quedan dentro del campo de tolerancia.

Las del segundo grupo se pueden subdividir en Malas por Exceso de material y Malas por Defecto de material. En tecnologías de fabricación por arranque de material las piezas de la primera subdivisión podrían mejorar con retrabajo, mientras que las de la segunda subdivisión en general son irrecuperables (GD&T, 2015)

2.2.2 TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS

Las tolerancias geométricas se especifican para aquellas piezas que han de cumplir funciones importantes en un conjunto, de las que depende la fiabilidad del producto. Estas tolerancias pueden controlar formas individuales o definir relaciones entre distintas formas. Es usual la siguiente clasificación de estas tolerancias:

- Formas primitivas: rectitud, planicidad, redondez, cilindridad
- Formas complejas: perfil, superficie
- Orientación: paralelismo, perpendicularidad, inclinación
- Ubicación: concentricidad, posición
- Oscilación: circular radial, axial o total (GD&T, 2015).

La siguiente tabla presenta los símbolos utilizados para la indicación de las tolerancias geométricas.













<i>Tipo de tolerancia</i>	<i>Características</i>	<i>Símbolo</i>
Forma	Rectitud	—
	Planicidad	
	Redondez	
	Cilindricidad	
	Forma de una línea	
	Forma de una superficie	
Orientación	Paralelismo	//
	Perpendicularidad	
	Inclinación	
Situación	Posición	
	Concentricidad y coaxialidad	
	Simetría	
Oscilación	Circular	
	Total	

Tabla 2.1 simbología de tolerancias geométricas

La indicación de las tolerancias geométricas en los dibujos (2D) se realiza por medio de un rectángulo dividido en dos o más compartimientos, los cuales contienen de izquierda a derecha la siguiente información, no necesariamente se deben cubrir todas las casillas, solo las necesarias que el tipo de tolerancia requiera, esto se puede observar en la figura 2.4 (GD&T, 2015).

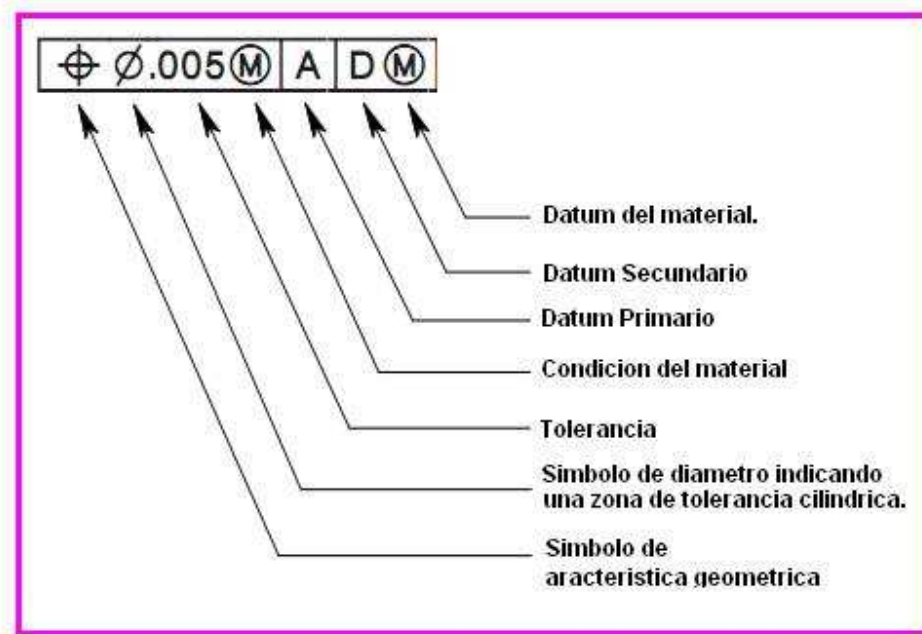


Figura 2.4 Rectángulo de tolerancias geométricas.

En la figura 2.5 se observa un ejemplo de cómo podemos utilizar un rectángulo tolerancia geométrica en un plano, donde se puede observar claramente el tipo de tolerancia que se requiere, el valor numérico de la tolerancia y el datum primario que indica la referencia de la cual se toma la tolerancia.

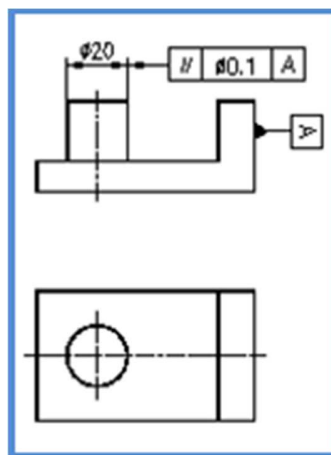


Figura 2.5 Ejemplo de rectángulo de tolerancias geométricas

2.3 CLASIFICACIÓN DE ACEROS

Una parte primordial en el diseño de la máquina es la selección de los materiales utilizados para su fabricación, en este caso el material que satisface las necesidades tanto para el proceso como para la manufactura de la maquina es el acero.

Existen distintas normas como son ASTM (por sus siglas en inglés para: American Society for Testing and Materials) SAE (por sus siglas en inglés para: Society of Automotive Engineers) AISI (por sus siglas en inglés para: American Iron and Steel Institute) que se encargan de clasificar al acero en distintos grupos.

- Aceros al carbono
- Aceros de media aleación
- Aceros aleados
- Aceros inoxidables
- Aceros de alta resistencia
- Aceros grado herramienta

A continuación se describe la clasificación de los aceros al carbono, aceros aleados y los aceros herramienta que son los tipos de acero que se utilizan en la máquina.

En el sistema AISI-SAE, los aceros se clasifican con cuatro dígitos. El primer dígito especifica la aleación principal, el segundo modifica al primero y los dos últimos dígitos, dan la cantidad de carbono en centésimas. En algunos aceros al cromo de alto carbono hay números de cinco dígitos, los tres últimos dan el porcentaje de carbono.



En la tabla 2.2 se muestra la clasificación según AISI-SAE de algunos tipos de aceros con respecto a su aleación (Clasificación de aceros, 2015):

DESIGNACIÓN	TIPO
10XX	Aceros ordinarios al carbón
11XX	Aceros al carbono re sulfurados de fácil maquinado
13XX	Aceros con 1.75% de Mn (1.5-2%)
15XX	Aceros al manganeso (1.0-1.65%)
23XX	Aceros al níquel, 3.5% de Ni (3.25-3.75%)
25XX	Aceros al níquel, 5% de Ni (4.75-5.25%)
31XX	Aceros al níquel-Cromo, 1.25% Ni y 0.65% Cr
33XX	Aceros al níquel-Cromo, 3.5% Ni y 1.60% Cr
40XX	Aceros al molibdeno, 0.25% Mo.
41XX	Aceros con Cr (0.4-1.2%), Mo (0.08-0.25%)
43XX	Aceros al Ni-Cr-Mo (1.8%Ni, 0.65%Cr, 0.25%Mo)
44XX	Molibdeno, (0.4-0.53%)

Tabla 2.2 Clasificación AISI-SAE tipos de acero aleados

Además de clasificar al acero por medio de su composición química, también existe una clasificación para los aceros llamados acero grado herramienta, en la tabla 2.3 se muestran los códigos específicos que la norma AISI ha formulado para este tipo de aceros.

Grupo	Símbolo	Descripción
Alta velocidad (rápidos)	T	Base Tugsteno (%W: 11.75-19)
Alta velocidad (rápidos)	M	Base Molibdeno (%Mo: 3.25-10.0)
Trabajo en caliente	H	Base Cr, W, Mo
Trabajo en frío	A	Media aleación, temple al aire
Trabajo en frío	D	Alto Cr, alto C (%Cr: 11.5-13.5)
Trabajo en frío	O	Templables al aceite
Resistencia al impacto	S	Medio carbono, al Si
Propósitos específicos	L	Baja aleación, medio-alto carbono
Propósitos específicos	F	Alto carbono, al W
Moldes	P	Baja aleación, bajo carbono
Templables al agua	W	Alto carbono

Tabla 2.3 Clasificación AISI-SAE tipos de acero herramienta

A continuación se describen las características de los aceros 1045, 4140 y O1 que son los que interactúan en la máquina:

El acero 1045 es un acero grado maquinaria utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura, presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es el más indicado para la fabricación de componentes de maquinaria.

Los usos principales para este acero son piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches (Acero 1045, 2015).

El acero 4140 es un acero grado maquinaria de medio carbono aleado con cromo y molibdeno de alta templabilidad y buena resistencia a la fatiga, abrasión e impacto. Este acero puede ser nitrurado para darle mayor resistencia a la abrasión. Es susceptible al endurecimiento por tratamiento térmico. Cabe mencionar que para aceros comerciales como lo es el 4140, ya se puede adquirir con un tratamiento térmico dado por el fabricante, que se denomina 4140T, pero si se requiere un tratamiento térmico específico para la aplicación, lo ideal es que se adquiriera un 4140R, el cual es un acero recocido y después darle el tratamiento térmico requerido.

Se usa para piñones pequeños, tijeras, tornillo de alta resistencia, espárragos, guías, seguidores de leva, ejes reductores, cinceles (Acero 4140, 2015).

El acero O1 es un acero grado herramienta de alto carbono con adecuada resistencia al desgaste para producciones cortas, presenta distorsión dimensional media tras el tratamiento térmico. Dureza típica de uso 57 – 62 HRc, medio susceptible a la descarburización, con buena maquinabilidad, con resistencia baja al desgaste y de baja tenacidad.

Se utiliza en punzones, herramientas de doblado, embutido y conformado, dados para moldes de plástico, bushings, tijeras y otras aplicaciones de corte a baja temperatura (Acero O1, 2015).

2.4 PERFILES DE ACERO

Además del acero para maquinaria y herramienta, existen perfiles comerciales de acero, ideales para estructuras y existe una gran variedad de estos, como son perfil PTR, angular en L, perfil U, perfil H, perfil I, etc.

A continuación se definen las propiedades de los perfiles utilizados en la máquina, Perfil estructural PTR, perfil tipo U y perfil angular en L.

El perfil estructural PTR (Perfil Tubular Rectangular), es muy útil en las estructuras de maquinaria porque tienen buenas propiedades transversales para elementos cargados a flexión, y para la carga de torsión, porque la sección transversal es cerrada. Los lados planos facilitan con frecuencia la unión de los miembros entre sí, o la fijación del equipo a ellos. Algunos marcos se sueldan y forman una unidad que funciona como marco espacial rígido. El PTR proporciona una sección eficiente para las columnas (Mott, 2006).

El perfil PTR se muestra en la figura 2.6, donde se observan las cotas estándar de su sección transversal definidas como $A \times B \times E$ donde A, B son las medidas de los lados del perfil y E el espesor, particularmente en la máquina se utilizan perfiles de las siguientes medidas, 4" x 4" con espesor de 4.55mm, 2" x 2" con espesor de 3.80 mm, 1.5" x 1.5" con espesor de 3.80 mm.

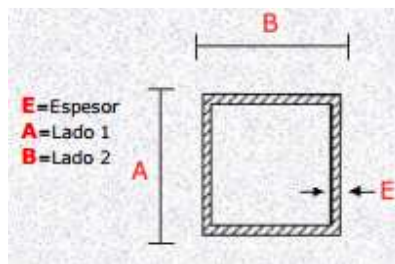


Figura 2.6 Sección transversal de un perfil PTR

El perfil tipo U también conocido como perfil C por la forma que tiene este mismo, este tipo de perfiles son usados en aplicaciones parecidas a las de los ángulos. El alma plana y los dos patines forman un perfil generalmente más rígido que el de los ángulos (Mott, 2006).

En la figura 2.7 se muestran la sección transversal de un perfil en U así como las acotaciones estándar de sus medidas $D \times F$ donde D es la medida del alma del perfil y F la medida del patín, siendo un perfil de 4" x 2" el utilizado en la máquina

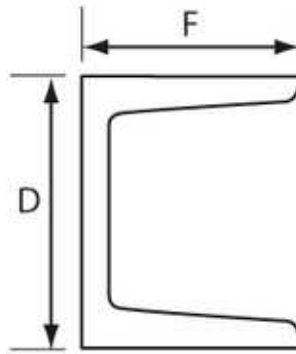


Figura 2.7 Sección transversal de un perfil tipo U

Se llama perfil angular en L por la forma de la sección transversal, con frecuencia los ángulos se usan como elementos a la tensión en armaduras y torres, miembros de contornos para estructuras de máquinas (Mott, 2006).

En la figura 2.8, se muestran las cotas $A \times B \times C$, de las medidas estándar de los perfiles angulares L comerciales en su sección transversal, donde A , B son la medida de los lados del perfil angular y C el espesor del material, de las cuales se selecciona un perfil de 2" x 2" x 1/4".

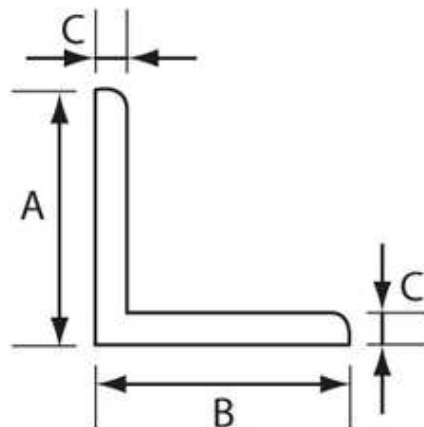


Figura 2.8 Sección transversal de un perfil angular L

2.5 TRATAMIENTOS TÉRMICOS

Para el diseño de la máquina se debe tomar en consideración las piezas que puedan presentar desgaste durante el proceso, dichas piezas son aquellas que estén sujetas a fuerzas como presión o fricción, tomando en cuenta que el principal material utilizado en la fabricación de la máquina es el acero, podemos cambiar su estructura molecular para evitar desgaste crítico o fracturas en dichas piezas, la manera en cómo se cambia la estructura de este material es sometiéndolo a tratamientos térmicos, que le ayudan a tener mayor dureza y tenacidad y alargan la vida útil de dichas piezas, a continuación se define los tipos de tratamientos utilizados en la industria para cambiar su estructura molecular del acero y la escala en que se mide la dureza de dicho material.

2.5.1 TRATAMIENTOS TÉRMICOS EN ACEROS

La dureza y otras características de muchos aceros y de algunos metales no ferrosos pueden modificarse mediante tratamiento térmico. El acero es una aleación de hierro y de carbono. El porcentaje en peso del carbono presente afecta la capacidad de la aleación de recibir tratamiento térmico. Un acero al bajo carbono tendrá entre 0.03% a 0.30% de carbono; un acero al medio carbono, de 0.35% a 0.55%; y un acero al alto carbono de 0.60% a 0.95 %. La capacidad de endurecimiento de un acero se incrementa con el contenido de carbono.

Templado. Para endurecer un acero de medio o alto carbono, la pieza se calienta por encima de su temperatura crítica (unos 760°C), se deja durante algún tiempo que la temperatura se equilibre, y en seguida se enfría súbitamente hasta la temperatura ambiente mediante su inmersión en agua o aceite. El enfriamiento rápido genera una solución supersaturada de hierro y carbono que se conoce como martensita, que es extremadamente dura y mucho más resistente que el material blando original. Lo malo es que también se vuelve muy frágil (Norton, 2000).

Revenido. Después del templado, la misma pieza se puede recalentar a una temperatura inferior (de 200-700 °C), inmersa en calor y dejando que se enfríe lentamente. Esto hará que se reduzca un poco la resistencia, pero restableciendo poco la ductilidad.

Recocido. Los procesos de templado y revenido son reversibles mediante el recocido. La pieza se calienta por encima de su temperatura crítica y se deja que se enfríe lentamente hasta la temperatura ambiente. Esto restablece el estado de solución y las propiedades mecánicas de una aleación no endurecida. Se aplica el recocido incluso cuando no haya habido endurecimiento anterior, a fin de eliminar cualquier esfuerzo y deformación residual introducido por fuerzas aplicadas al conformar la pieza (Norton, 2000).

Cementado. Si el acero tiene el suficiente contenido de carbono, su superficie se puede calentar, templar y revenir, de la misma manera que se haría con un endurecimiento. En el caso de aceros de bajo carbono (dulces), se necesitan otras técnicas para obtener la condición de endurecimiento. Éstas implican calentar la pieza en una atmósfera especial, rico ya sea en carbono, nitrógeno o ambos, y a continuación templándola, un proceso que se conoce como *carburización, nitrurización o cianidización*. En todas estas situaciones, el resultado es una superficie dura (es decir, la cementación) con un núcleo blando, lo que es conocido como **endurecimiento superficial**

En el caso de aceros al medio y alto carbono, no es necesaria una atmósfera artificial, ya que el acero contiene suficiente carbono para su endurecimiento. Comúnmente se utilizan dos métodos para endurecer superficialmente estos aceros, el primero de ellos es el **endurecimiento por llama**, en el cual se hace pasar una llama de oxiacetileno sobre la superficie a endurecer, seguida por un chorro de agua para su templado; el segundo método es el **endurecimiento por inducción**, en donde se usan bobinas eléctricas para calentar con rapidez la superficie de la pieza, que a continuación es templada, antes de que el núcleo llegue a calentarse (Norton, 2000).

2.5.2 ESCALA DE DUREZA ROCKWELL (HRC)

El estándar ASTM E 18-03 define la dureza Rockwell como un método de ensayo por indentación por el cual, con el uso de una máquina calibrada, se fuerza un indentador cónicoesferoidal de diamante (penetrador de diamante), o una bola de acero endurecido (acero o carburo de tungsteno), bajo condiciones específicas contra la superficie del material a ser ensayado, en dos operaciones, y se mide la profundidad permanente de la impresión bajo condiciones específicas de carga.

El estándar ASTM E18-03 define el número de dureza Rockwell como un número derivado del incremento neto en la profundidad del indentador cuando la fuerza en el indentador es incrementada desde una fuerza previa (preliminar específica) hasta una fuerza total (específica) y luego retornada al valor de fuerza previa.

El esquema de determinación de la dureza según Rockwell se expone en la figura 2.9.

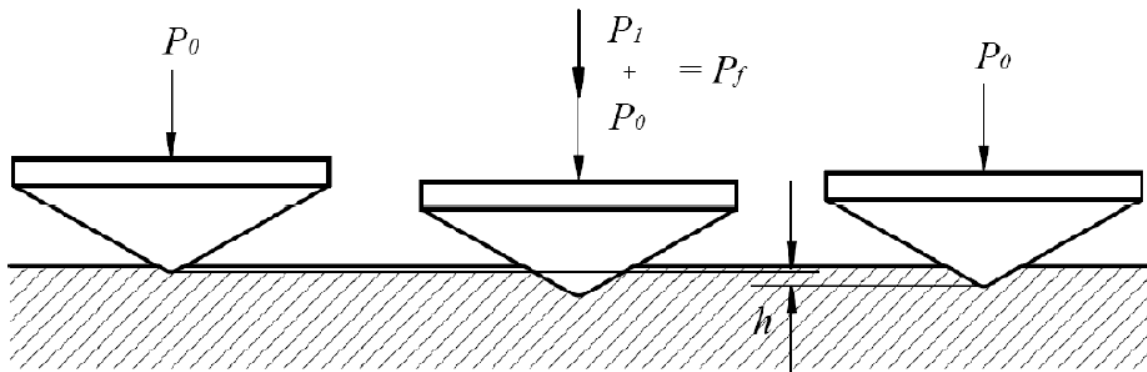


Figura 2.9 Esquema de medición de la dureza Rockwell

Al comienzo el indentador penetra un poco en la superficie de la muestra bajo la acción de la carga previa P_0 , la cual se mantiene hasta el final del ensayo. Esto garantiza una mayor exactitud del ensayo ya que excluye la influencia de las vibraciones y de las irregularidades de la delgada capa superficial. Después se expone la probeta a la acción de la carga total $P_f = P_0 + P_1$, y la profundidad de penetración aumenta. Luego de retirada la carga principal P_1 , en el sistema probeta-indentador ocurre una recuperación elástica, ya que sobre el actúa sólo la carga previa P_0 , siendo posible la medición de la profundidad de penetración h , la cual determina el número de dureza Rockwell (HR).

Para determinar la dureza Rockwell se utilizan dos tipos de indentadores: el cónico-esferoidal de diamante y el de bola (acero o carbono de tungsteno) de varios diámetros

Entre el número de Rockwell y la profundidad de la impronta h existe la siguiente dependencia:

$$\text{Para el cono de diamante } HR = 100 - \frac{h}{0,002}$$

Para las bolas de acero $HR = 130 - \frac{h}{0,002}$

De estas fórmulas se deduce que cada unidad de dureza Rockwell corresponde a una penetración de 0,002 mm y que el valor de dichas unidades debe ser restado de cierto “tope” para que haya coherencia: a menor profundidad de penetración mayor será el número de Rockwell y viceversa.

En la práctica no hay necesidad de usar estas fórmulas, ya que los indicadores de las máquinas de Rockwell de manera automática realizan estas operaciones mostrando directamente el número de dureza en sus diales.

Esta característica granjeó para este método una gran popularidad. El estándar define las características geométricas de los indentadores. Para el penetrador cónico esferoidal se muestran en la figura 2.10:

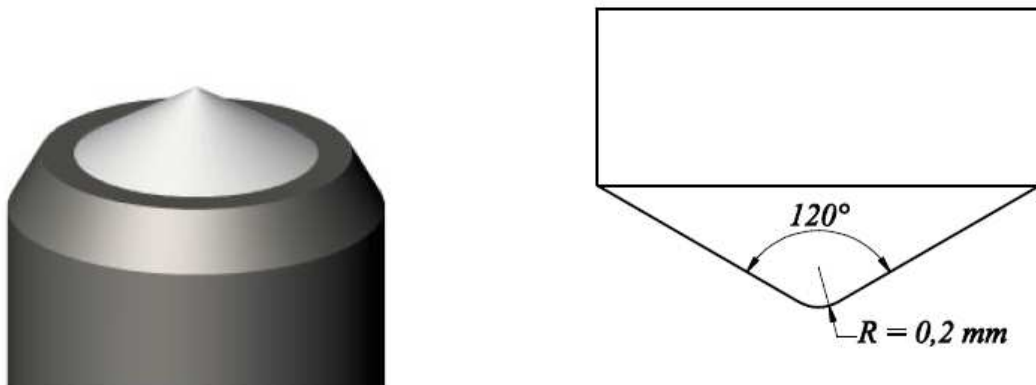


Figura 2.10 Identador cónico esferoidal de Rockwell

Las bolas tienen los siguientes diámetros: \emptyset 1/16"; \emptyset 1/8"; \emptyset 1/4"; \emptyset 1/2". Las cargas a aplicar pueden ser:

carga previa P_0 [kgf]	10		
carga principal P_1 [kgf]	50	90	140
carga total P_f [kgf]	60	100	150

A partir de las combinaciones posibles de distintos indentadores y cargas, el estándar ASTM E18 define 15 escalas diferentes de durezas Rockwell. Se muestra la tabla que las define, tomada directamente de dicho estándar. En esta tabla se muestra también la aplicabilidad de cada tipo de prueba.

Escala	Indentador	Carga Total	Color de escala	Aplicaciones
A	Cono diamante	60	Negro	Metales duros, superficies templadas, chapa fina (<0,4 mm)
D	Cono diamante	100	Negro	Piezas con superficies templada de dureza media, chapas
C	Cono diamante	150	Negro	Aceros templados
F	Bola de ϕ 1/16"	60	Rojo	Aleaciones cobre recocido. Chapa fina metálica (>0,6 mm)
B	Bola de ϕ 1/16"	100	Rojo	Aceros blandos, de construcción, metales no ferrosos
G	Bola de ϕ 1/16"	150	Rojo	Bronce, cobre-berilio, cobre-níquel, fundición maleable
H	Bola de ϕ 1/8"	60	Rojo	Aluminio, zinc, plomo
E	Bola de ϕ 1/8"	100	Rojo	Fundición, aleaciones Al-Mg, metales antifricción o sintéticos
K	Bola de ϕ 1/8"	150	Rojo	Metales antifricción o de dureza muy baja, Ebonita (ASTM D530-59T), Madera laminada (ASTM D 805-52), Materiales sintéticos (ASTM D-785-60T), Otros materiales muy blandos o muy finos.
L	Bola de ϕ 1/4"	60	Rojo	
M	Bola de ϕ 1/4"	100	Rojo	
P	Bola de ϕ 1/4"	150	Rojo	
R	Bola de ϕ 1/2"	60	Rojo	
S	Bola de ϕ 1/2"	100	Rojo	
V	Bola de ϕ 1/2"	150	Rojo	

Tabla 2.4 Escalas de dureza Rockwell

En la práctica las escalas más difundidas son la B y C. El número de dureza Rockwell se denota como HR seguido de la letra mayúscula de la escala así:

64 HRC

Esta notación indica una dureza Rockwell de 64 unidades en la escala C (diamante, carga total 150 kgf) (Dureza Rockwell, 2015).

2.6 VELOCIDAD PERIFERICA EN ESMERILADO

Como se menciona en el capítulo 1, el modulo central de la máquina se encarga de proporcionar el movimiento circular a la pieza (disco o tambor) a esmerilar. Algo que se debe de considerar es la velocidad de giro de dicha pieza, la velocidad de giro de la pieza se define como velocidad periférica (V_p) y se puede calcular con la siguiente fórmula.

$$Vp = \frac{\pi * d * n}{1000}$$

Donde **d** es el diámetro de la pieza y **n** el número de revoluciones por minuto que da la pieza, esta fórmula es utilizada en la industria para calcular la velocidad de corte en procesos como el esmerilado. Es importante conocer y controlar la velocidad periférica de las piezas, para poder asegurar que el tiempo de esmerilado será el mismo en todos los discos.

El movimiento circular de las piezas se transmite por medio de un motor hidráulico, en este motor se puede controlar las revoluciones por minuto y con esto se asegura la velocidad de corte de cada pieza y a su vez el tiempo en que se realiza en cada una de ellas, lo que se debe calcular son las revoluciones por minuto para cada pieza con la siguiente fórmula.

$$n = \frac{vp * 1000}{\pi * d}$$

Con lo anterior se puede dar un ejemplo donde se tiene que calcular las rpm de un disco con diámetro $d = 200\text{mm}$, que debe girar a una velocidad de 39 m/min , sustituyendo los datos en la fórmula anterior se obtiene el siguiente resultado.

$$n = \frac{39 \frac{m}{min} * 1000}{\pi * 200mm} = 62.07rpm$$

Algo que también se debe considerar es el tiempo de esmerilado para cada pieza, Ya que el tiempo de esmerilado influye directamente con el tiempo del proceso, el tiempo de esmerilado lo podemos determinar con la siguiente fórmula.

$$tp = \frac{2 * L * i}{n * S}$$

Donde **L** es el espesor de la pista en el disco, **i** es el número de cortes que realiza el esmeril, **n** las revoluciones por minuto del disco y **S** la velocidad de avance del esmeril.

Tomando en cuenta que el tiempo de esmerilado debe ser el mismo para todos los discos, ya que en el proceso, el esmerilado se debe realizar en 3 segundos, con estos datos

podemos determinar el número de cortes que se van a realizar en cada disco, despejando la fórmula anterior se obtiene la siguiente.

$$i = \frac{tp * n * S}{2 * L}$$

Como ejemplo se determina el número de cortes que debe de realizar el esmeril en un disco de 200mm de diámetro, ya que conocemos las revoluciones por minuto, el tiempo de esmerilado, la velocidad de avance del esmeril y el espesor de la pista, el número de cortes se calcula con la siguiente formula.

$$i = \frac{3s * 62.07 \text{ rpm} * 50 \text{ m/min}}{2 * 25} = 3.10$$

En la siguiente tabla se muestran los cálculos realizados para determinar las revoluciones por minuto y el número de cortes de distintos diámetros de discos.

Diámetro d (mm)	Velocidad periférica pieza Vp (m/min)	Espesor de pista L (mm)	Numero de cortes i	Tiempo de Esmerilado Tp (seg)	Revoluciones / min n (RPM PIEZA)	AVACE ESMERIL S (m/min)
100	19	25	3.02	3	60.48	50.00
150	29	25	3.08	3	61.54	50.00
200	39	25	3.10	3	62.07	50.00
250	49	25	3.12	3	62.39	50.00
300	59	25	3.13	3	62.60	50.00
350	69	25	3.14	3	62.75	50.00
400	79	25	3.14	3	62.87	50.00
450	89	25	3.15	3	62.95	50.00
500	99	25	3.15	3	63.03	50.00
550	109	25	3.15	3	63.08	50.00

Tabla 2.5 Cálculos de revoluciones por minuto y número de cortes en discos

Obteniendo las rpm para cada disco se puede variar el caudal del aceite en el motor hidráulico mediante un reductor de caudal, y con esto aseguramos que la velocidad del motor es la correcta para cada pieza a esmerilar y que el tiempo en el proceso será el mismo para todos los discos o tambores.

3. DESARROLLO

3.1 PROCESO DE ESMERILADO

El proceso de esmerilado de forma manual, inicia en un sistema llamado vibrador, que a su vez, es donde termina el proceso anterior, el trabajador toma los discos y tambores del vibrador y los coloca en el esmeril de banco para realizar el esmerilado, una vez el disco esmerilado, pasa por una banda de rodillos que lo transporta hacia el lugar donde se deben estibar. De igual forma que en el proceso manual el proceso automático inicia en el vibrador, de donde se toman los discos para llevarlos directamente hacia el centro de esmerilado. En la figura 3.1 se muestra la vista de planta de la ubicación del proceso de esmerilado, de color azul se observan los esmeriles de banco en donde se realiza el esmerilado de forma manual, en color rojo el vibrador que es el medio de transporte de los discos desde el proceso anterior hasta el proceso de esmerilado, en color verde la banda de rodillos que transporta los rodillos hasta la zona de estibación y en color negro la zona en donde se instalará el centro de esmerilado.

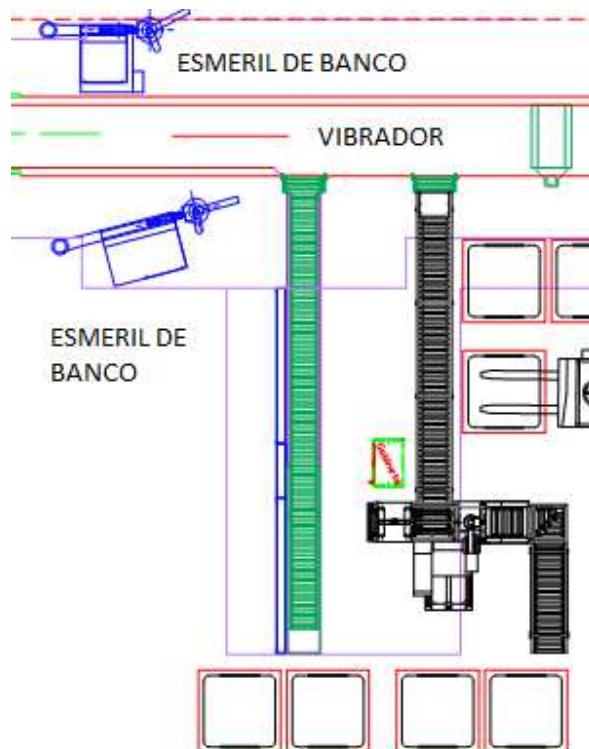


Figura 3.1 vista de planta del proceso de esmerilado

El centro de esmerilado se diseña y fabrica en forma modular para poder cubrir todas las necesidades del proceso de esmerilado, y se divide en tres partes, que se denominan como: Módulo de entrada y centrado, módulo central que también se conoce como módulo del cabezal y módulo del esmeril.

El módulo de centrado se encarga de transportar los discos y tambores, mediante una banda de rodillos, desde el vibrador hasta el módulo donde se mide el disco, en cuanto entra la pieza al módulo se centra el disco y al mismo tiempo se mide la circunferencia del mismo, una vez medido el disco lo transporta y lo deposita en el módulo del cabezal y al mismo tiempo empuja el disco anterior (ya esmerilado) hacia la banda de salida.

El módulo del cabezal sujeta el disco y lo pone a girar para que se pueda realizar el esmerilado por toda la pista del mismo, una vez que se ha realizado el esmerilado, el disco detiene el giro mediante un sistema de frenado y se libera la sujeción, para que el disco ya esmerilado pueda enviarse a una esquina de rodillos que lo transporta hacia la banda de salida.

El módulo del esmeril se encarga de transmitir movimiento al esmeril de banco, para que pueda efectuar el trabajo de esmerilado, una vez que el esmeril ha terminado su trabajo, sale nuevamente del proceso y se coloca en posición inicial, y en ese momento el disco sale del módulo del cabezal y es llevado por medio de la banda de salida al lugar donde se estiban los discos.

En la figura 3.2 se observa un renderizado con las partes del centro de esmerilado, el recuadro de color rojo representa el módulo de centrado, en el recuadro verde el módulo del cabezal, y en el recuadro amarillo el módulo del esmeril.

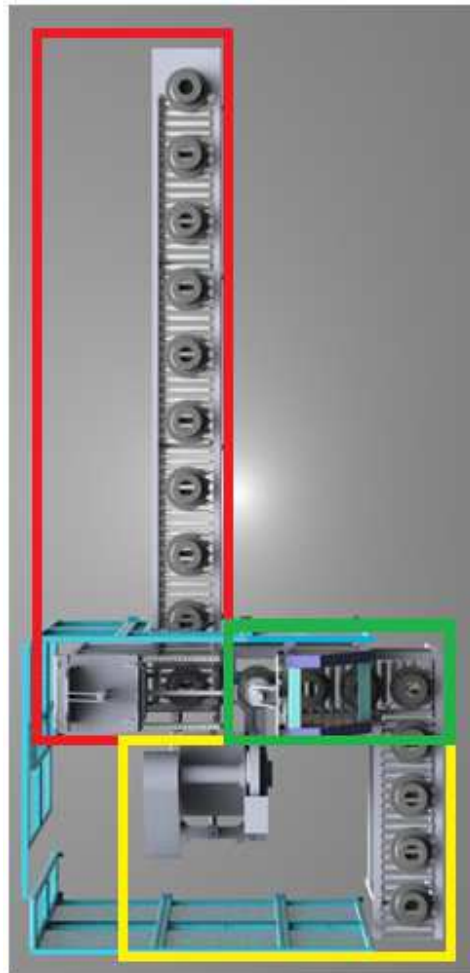


Figura 3.2 Renderizado del centro de esmerilado automático

3.1.1 ELEMENTOS DE DISCOS Y TAMBORES

Antes de describir las partes del módulo del cabezal, es importante conocer las partes de los discos y tambores, que intervienen en el proceso que se va a realizar en el módulo del cabezal.

En la figura 3.3 se describen las partes de un disco y un tambor de las cuales se basa el diseño del módulo del cabezal, donde el diámetro de la circunferencia exterior del disco

es la pista de esmerilado, en el interior de los discos y tambores se tienen 2 circunferencias una superior y una inferior, el diámetro de la circunferencia inferior es el límite de asentamiento del disco en el plato giratorio y el diámetro de la circunferencia superior es donde el contrapunto se encargara del centrado y asegurado del disco contra el plato giratorio. Más adelante en este capítulo se describe el plato giratorio y el contrapunto.

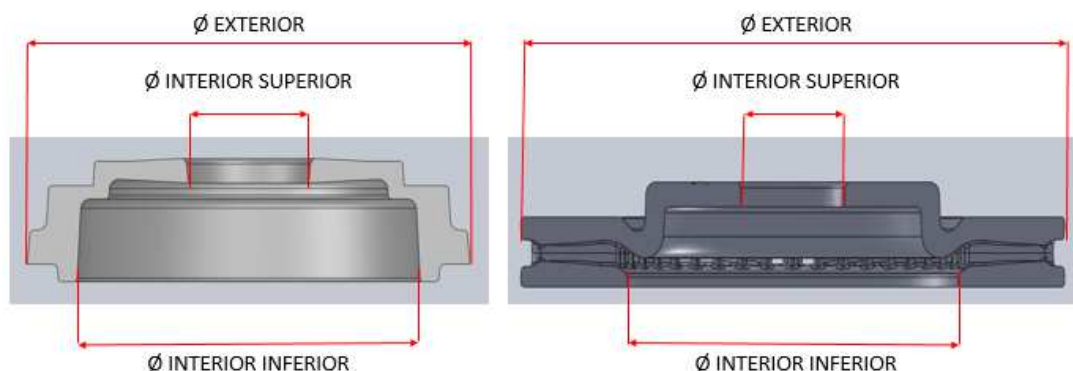


Figura 3.3 Izquierda circunferencias de un tambor derecha circunferencias de un disco

En la tabla 3.1 se observan las medidas, de los discos y tambores que ingresarán al módulo del cabezal para el esmerilado, estas medidas nos ayudaran a obtener los parámetros necesarios para el diseño de las partes que tienen contacto directo con los discos y tambores en el módulo del cabezal, dichas partes del módulo se describen enseguida.

MEDIDAS DE DISCOS Y TAMBORES PARA ESMERILADO					
MODELO	TIPO	Ø EXTERIOR (mm)	Ø INTERIOR INFERIOR (mm)	Ø INTERIOR SUPERIOR (mm)	ALTURA (mm)
A-40-5716	DISCO	337	164	70	67
A-4735	TAMBOR	227	176	63	61
A-4736	DISCO	246	126	58	49
A-5188	DISCO	285	148	61	43
A-5655	DISCO	329	180	69	84
B0311	DISCO	353	166	70	69
F0706	DISCO	334	199	64	42
F0725	DISCO	330	200	63	51
F0803	DISCO	280	159	59	48
F1002	TAMBOR	250	195	58	61
F1103	DISCO	282	154	59	52

F1301	DISCO	357	235	86	51
F1302	DISCO	349	242	63	42
G0130	DISCO	359	245	66	49
G0325	TAMBOR	351	245	118	151
G1301	DISCO	320	166	63	55
G1303	DISCO	349	199	63	55
G2201	TAMBOR	279	224	61	75
M104	DISCO	337	183	81	60
PZA	TAMBOR	435	239	130	134

Tabla 3.1 Medidas de discos y tambores

3.2 ENSAMBLE GENERAL DEL MÓDULO DEL CABEZAL

Para el diseño en tercera dimensión del módulo del cabezal, lo primero que se debe tomar en cuenta es el proceso que se va a realizar en cada una de sus partes. El proceso del módulo del cabezal inicia en cuanto el módulo del centrador lo posiciona en un plato giratorio que se encuentra en el módulo del cabezal, en ese instante el módulo de cabezal lo sujeta y al mismo tiempo lo centra mediante un contrapunto, en este contrapunto se encuentra un motor hidráulico, que hace girar al disco sobre el plato giratorio para que el esmeril entre a desbastar el exceso de material en el disco, una vez que el esmeril ha terminado con el desbaste sobre la pista del disco, el esmeril sale, el cabezal libera al disco y el motor hidráulico se detiene, para detener el disco que se encuentra en el plato giratorio se tiene un sistema de frenado neumático, una vez que se ha detenido el disco, el módulo del centrador lo empuja y lo envía a una pequeña banda de rodillos que se encuentra dentro del módulo del cabezal, esta banda de rodillos lo transporta a la esquina de rodillos motorizada que lo envía a la banda de salida y en ese instante termina el proceso que debe realizar el módulo del cabezal.

En la figura 3.4 se muestran las partes que conforman al módulo del cabezal y que se describen a lo largo de este capítulo, las partes en las que se divide el módulo del cabezal

son: Estructura, Contrapunto, Plato giratorio y sistema de frenado, banda de rodillos del cabezal y Esquina de rodillos motorizada.

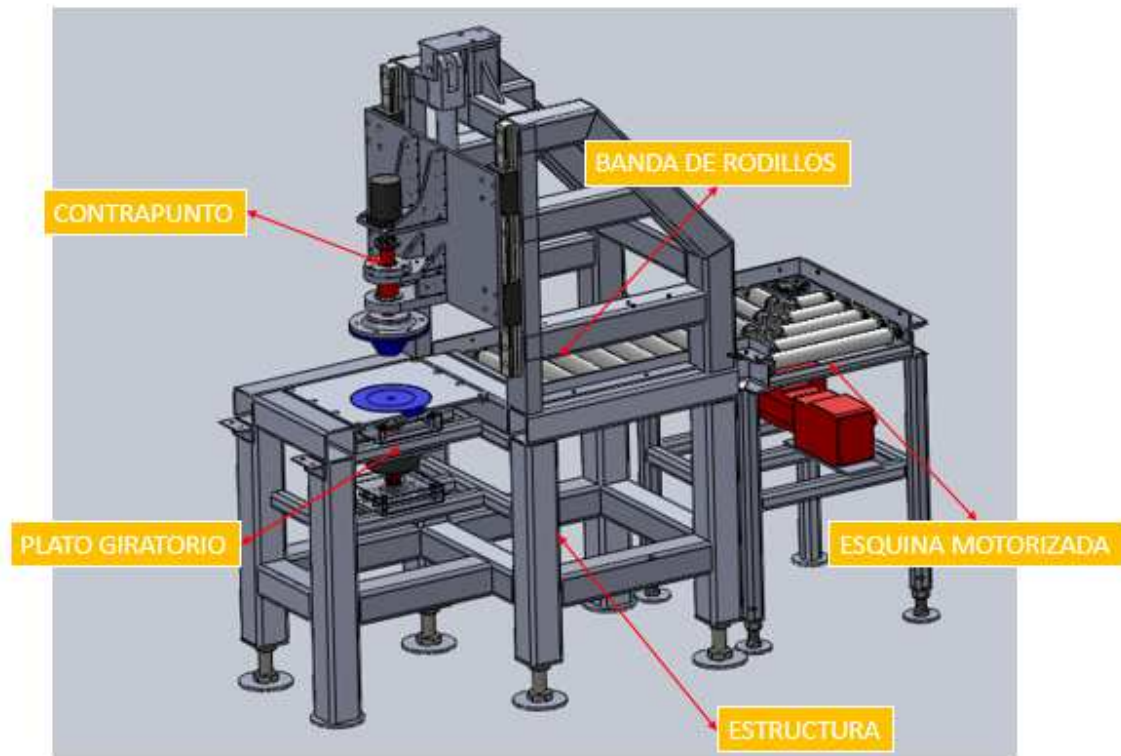


Figura 3.4 Ensamble general del módulo del cabezal

3.2.1 ESTRUCTURA DEL MÓDULO DEL CABEZAL

La estructura es el soporte principal de todo el módulo, El diseño en tercera dimensión se describe como un conjunto soldado, donde se acoplan todos y cada uno de los sistemas que intervienen en el proceso del módulo.

El conjunto soldado de la estructura está diseñado con perfiles tubular PTR de 4X4", PTR de 1 ½" X 1 ½" perfil tipo U de 4X2", perfil L y placas de acero 1045, se eligen estos materiales por su resistencia, también porque para el fabricante es más fácil trabajar con ellos y al ser materiales económicos reducen considerablemente el costo de la máquina. En la figura 3.5 se muestra el conjunto soldado de la estructura.

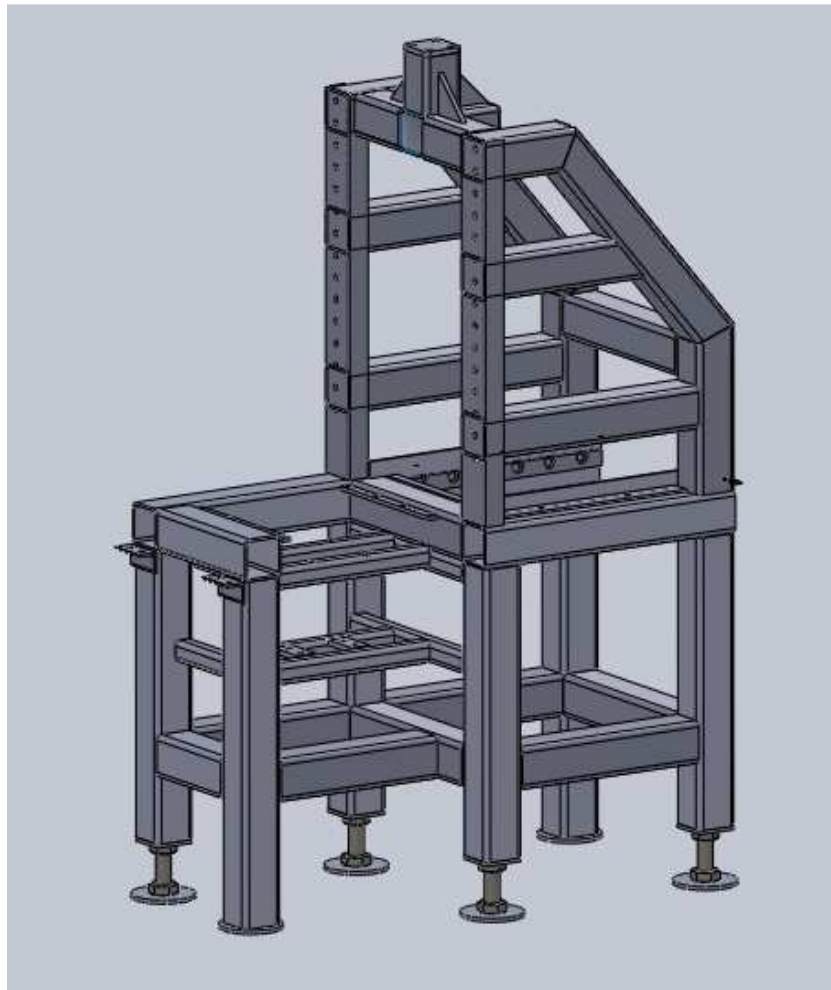


Figura 3.5 Conjunto soldado de la estructura del cabezal

Algo importante que se debe asegurar en el módulo del cabezal es la planicidad de toda la estructura, esto se debe a que en el proceso se necesita que el disco este en posición horizontal para no afectar el proceso de esmerilado y que el esmeril lo pueda dañar, ya que no se puede asegurar que el suelo en planta tenga una superficie totalmente plana, se deben poner puntos de nivelación en las patas de la estructura, en la estructura se tienen 6 patas, entonces debemos nivelar 4 de ellas (se pueden observar en la figura 3.5 la distribución de las patas en la estructura) para poder asegurar la planicidad al momento del esmerilado, en la figura 3.6 se muestra una pata niveladora muy sencilla pero al mismo tiempo muy útil, la cual se basa en una tuerca soldada a la estructura, un tornillo que ayuda a nivelarla y una placa soldada al tornillo que le ayuda a tener una mayor superficie de apoyo.

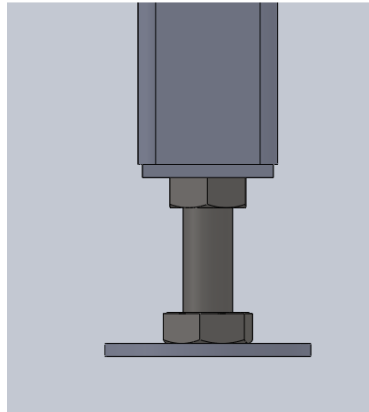


Figura 3.6 Pata de nivelación de la estructura

3.2.2 CONTRAPUNTO

El contrapunto es la parte encargada de asegurar al disco en el plato giratorio y también se encarga de hacer girar el disco para su esmerilado, para ello se debe asegurar la concetricidad entre el contrapunto, el disco y el plato giratorio, dentro del diseño en tercera dimensión, se puede asegurar la concetricidad entre el contrapunto y el plato giratorio. En la figura 3.7 se muestra la vista de sección del contrapunto y las partes que lo conforman, y a continuación se describe cada una de ellas.

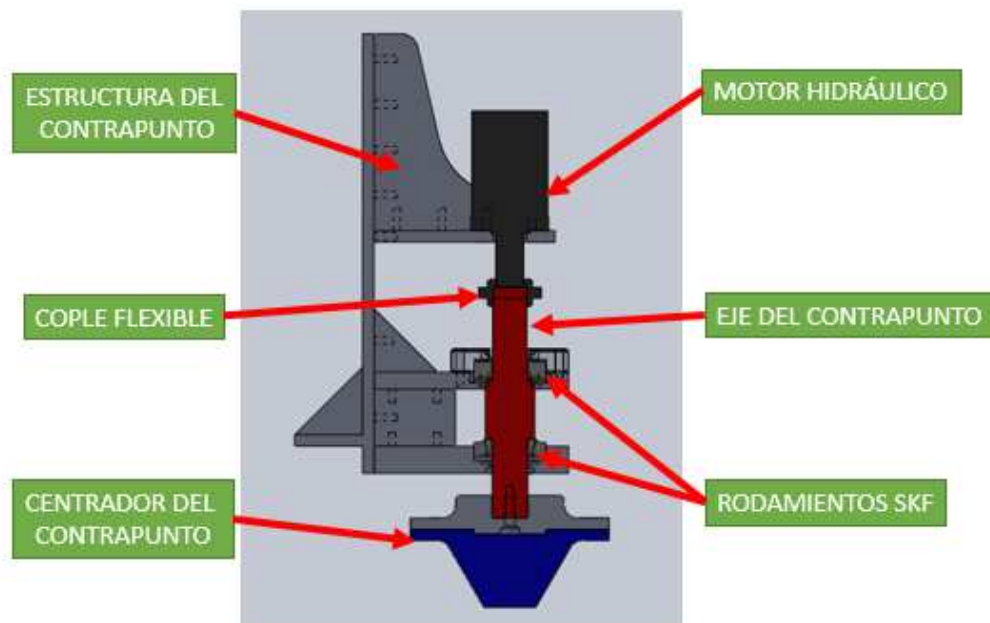


Figura 3.7 Vista de sección del contrapunto

El centrador del contrapunto es la pieza principal de todo el contrapunto, es la pieza que tiene contacto directo con los discos y los tambores que se van a esmerilar, esta pieza asegura al disco por la circunferencia interior del disco contra el plato giratorio, como se comenta anteriormente el disco debe mantener concentricidad con el contrapunto y con el plato giratorio, es por esta razón que el centrador del contrapunto tiene forma cónica, el cono asegura el centraje de los discos y tambores desde su circunferencia interior, esta circunferencia es común en todos los discos y los tambores que se fabrican en Rassini frenos, algo que se debe considerar en el diseño de esta pieza es el diámetro de la circunferencia mencionada, de la tabla 3.1 se toman la medida del diámetro mayor y menor que son 130mm y 58mm respectivamente para asegurar la funcionalidad del cono, es por ello que con esta pieza se puede esmerilar cualquier disco, las medidas de la pieza se pueden encontrar en los planos de fabricación de la pieza en el capítulo 5 de esta tesina. Al ser una pieza que está en constante desgaste se debe de fabricar de un acero tipo O1, que es un acero de grado herramienta de alta resistencia al desgaste como se especifica en el capítulo anterior, además de ser un acero de alta resistencia, se le debe dar un tratamiento térmico al material para aumentar su dureza y su resistencia, el tratamiento térmico que se le da a esta pieza es templado y revenido a 48 a 54 HRC (ROCKWELL). Para tener un mejor agarre entre el disco y el centrador del contrapunto y además una mejor transmisión de movimiento rotatorio, se debe aumentar la fricción de la superficie de contacto que se tiene en el centrador del contrapunto, para ello se le hace un mecanizado en forma de X que lleva por nombre moleteado.

Para poder saber si la pieza puede soportar el esfuerzo, al cual será sometida, se debe realizar un análisis que describa el comportamiento del material al ser sometido a dicho esfuerzo. El programa SolidWorks nos permite hacer un análisis de elemento finito del comportamiento del material al ser sometido a una fuerza, para ello se necesita conocer el peso del cabezal y la fuerza del cilindro hidráulico que son los dos factores que influyen en el esfuerzo al cual es sometida la pieza.

Para determinar el peso, primero se debe conocer la masa del contrapunto, si conocemos el peso específico del material que para el acero es 7850 kg/m^3 y el volumen del contrapunto podemos obtener fácilmente su masa con la siguiente fórmula.

$$m = \rho * v$$

Donde ρ es el peso específico del material y v el volumen del contrapunto. Para poder conocer el volumen del contrapunto fácilmente y de forma más rápida, se utilizan las herramientas del programa Solidworks, que se encarga de hacer todos los cálculos necesarios para determinar el volumen y de esta manera poder ahorrar tiempo, en la figura 3.8 se observa los cálculos realizados en el programa Solidworks.

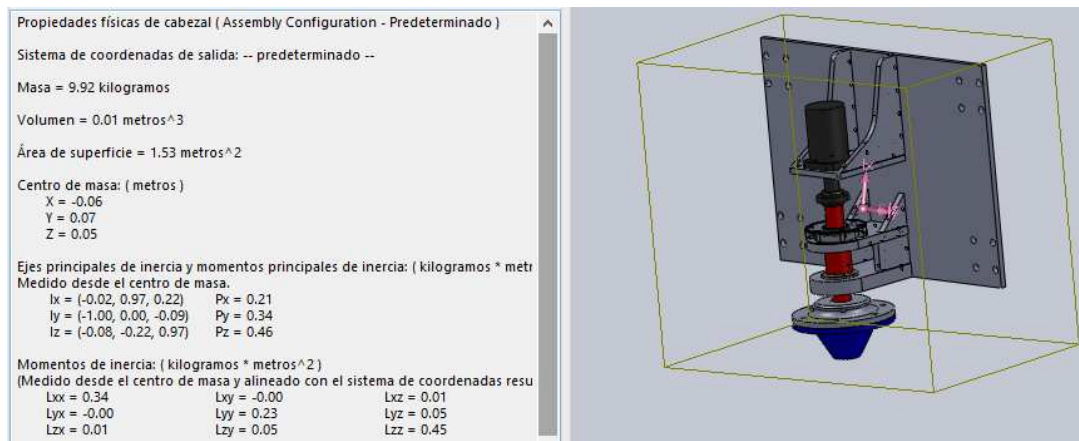


Figura 3.8 Cálculos de volumen del programa Solidworks

Cabe mencionar que el programa también calcula la masa, pero la masa calculada por el programa no tiene relación con la densidad del material, por lo tanto el dato que presenta el programa no se puede utilizar y se debe calcular de la siguiente manera.

$$m = 7850 \frac{kg}{m^3} * 0.01m^3 = 78.5kg$$

Ya que se conoce la masa se puede calcular el peso del cabezal en N (Newton) con la siguiente fórmula.

$$p = m * g$$

Donde g es la aceleración de la gravedad por lo tanto se tiene:

$$p = 78.5 kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = 770.28 N$$

Los datos del cilindro hidráulico son los siguientes:

Recorrido [in]= 12

Diámetro interior del cilindro [in]: 2

Presión Máxima [PSI]: 3000

Columna de Carga [Lbs]: 9425 = 4275.1Kg

La fuerza del cilindro se puede determinar con la siguiente fórmula, que nos ayuda a determinar si la pieza es la correcta para nuestro sistema.

$$F = P * A$$

Donde P es la presión máxima del cilindro 3000 psi y A el área transversal del cilindro hidráulico, con la siguiente ecuación podemos determinar el área transversal del cilindro.

$$A = \pi * r^2$$

Se conoce el diámetro interior del cilindro que es de 2" que es igual a 50.8mm o 0.0508m, entonces el área será:

$$A = \pi * 0.00064516m^2 = 0.002m^2$$

Se tiene 1PSI= 0.068947 BAR y 1 BAR=100kPa = 100kN/m², Pa representa Pascales, entonces la presión máxima del cilindro es.

$$3000PSI = 206.841BAR = 20684.1kN/m^2$$

Por lo tanto para determinar la fuerza del cilindro se tiene que

$$F = 20684.1kN/m^2 * 0.002m^2 = 41368.2N$$

Para determinar la fuerza total F_T que afecta directamente al centrador del contrapunto se necesita sumar la fuerza del cilindro hidráulico con el peso del contrapunto.

$$F_T = F + p$$

$$F_T = 41368.2N + 770N = 42138.2N$$

En el capítulo cuatro se realiza un análisis de esfuerzo en el programa solidworks para visualizar el comportamiento del material al aplicarle la fuerza ya calculada.

El eje del contrapunto es el medio por donde se transmite el movimiento de rotación desde el motor hidráulico hasta el centrador del contrapunto, este eje va atornillado al centrador del contrapunto y con el motor hidráulico se ensambla mediante un cople flexible a la torsión de la marca SURE-FLEX modelo F12, por otro lado se debe considerar el movimiento libre rotatorio del eje, para ello se ensamblan 2 rodamientos de la marca SKF al eje, que a su vez están fijos a la estructura del contrapunto, el rodamiento de la parte superior es un rodamiento SKF 22208E y se encarga de soportar el esfuerzo del movimiento rotatorio cuando el contrapunto se encuentra ejerciendo presión sobre el disco o tambor, para saber si el rodamiento es el correcto para el trabajo que va a realizar, se necesita comparar la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico y el peso del contrapunto con las capacidades de carga que proporciona el fabricante del rodamiento, que se puede observar en la tabla 3.2.

Rodamientos de rodillos a rótula, agujero cilíndrico y cónico

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica C	estática C0	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
40	80	23	98,5	90	8000	11000	22208 E *

Tabla 3.2 Capacidad de carga en rodamiento SKF 22208 E

Si se compara la fuerza máxima del cilindro que es de 42.1kN con los valores de capacidad de carga del rodamiento tanto estático como dinámico que son 90kN y 98.5kN respectivamente, se puede notar que el rodamiento es muy bueno para el sistema y si se toma en cuenta que la fuerza de trabajo durante el proceso será mucho menor, podemos asegurar que la duración del rodamiento será mayor.

El rodamiento inferior que es un SKF 30208 J2/Q se encarga de soportar el esfuerzo cuando el contrapunto se encuentra libre de presión, por lo tanto lo único que debe soportar

es el peso del eje y del centrador, para demostrar su funcionalidad solo debemos comparar dicho peso con las capacidades de carga del rodamiento las cuales se describen en la tabla 3.3.

Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	T	dinámica C	estática C0	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
40	80	19,75	61,6	68	6300	8500	30208 J2/Q

Tabla 3.3 Capacidad de carga en rodamiento SKF 30208 J2/Q

Para determinar el peso del eje y del centrador del contrapunto se utiliza las mismas fórmulas que se utilizaron para determinar el peso del contrapunto, por lo tanto se tiene que.

$$m = \rho * v$$

$$Y$$

$$p = m * g$$

Cabe mencionar que el peso del motor hidráulico no influye, porque es soportado por la estructura directamente y no por el rodamiento.

De igual forma que en el contrapunto para estas piezas se utiliza el programa SolidWorks para determinar su volumen, obteniendo como resultado, $v = 0.002m^3$ por lo tanto la masa del centrador y el eje es:

$$m = 7850 \frac{kg}{m^3} * 0.002m^3 = 17.19kg$$

Entonces el peso es:

$$p = 17.19kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = 168.4N$$

Si se compara el peso del eje y el centrador con la capacidad de carga tanto estática como dinámica del rodamiento, nos podemos dar cuenta que el rodamiento sobrepasa las

cargas necesarias para la aplicación, pero cabe mencionar que para la elección del rodamiento no solo influyen factores como son las cargas, sino también otros como son las dimensiones necesarias para que el sistema funcione.

El eje del contrapunto no se encuentra sometido a desgaste, pero si se encuentra sometido a esfuerzo de torsión, para reducir el esfuerzo se selecciona un acero 4140 que es de grado maquinaria y al cual se le da un tratamiento térmico de templado y revenido 42 a 48 HRC, que aumenta la dureza del material y por lo tanto aumenta su durabilidad.

El motor hidráulico se encarga de darle el movimiento rotatorio a todo el contrapunto, el motor hidráulico es de la marca EATON modelo 101-2014 y se fija directamente a la estructura del contrapunto, lo que se debe considerar al momento de elegir un motor hidráulico es la velocidad de rotación máxima del motor, que se mide en revoluciones por minuto, en la tabla 2.5 del capítulo 2 se presentaron los cálculos para diferentes diámetros de discos de la cual se obtuvo un resultado de velocidad de rotación de entre 60.48 rpm y 63.08 rpm, el motor hidráulico seleccionado proporciona una velocidad de 969 rpm, como se puede observar, el valor de velocidad del motor está muy por arriba de lo necesario para el esmerilado de los discos, con esto se reduce el desgaste del motor y aumenta el tiempo de vida útil del mismo, la velocidad de giro del motor se controlan mediante un reductor de caudal que asegura la velocidad de giro necesaria para cada disco al momento de ser esmerilados.

Para ensamblar el contrapunto a la estructura del cabezal, se atornillan guías lineales THOMPSON modelo 522P454 para el riel y 512U45D1 para el carro, que son el medio por donde sube y baja el contrapunto, en el contrapunto están atornillados los carritos de las guías, el actuador que se encarga de transmitir el movimiento, es un cilindro hidráulico de la marca PRINCE modelo B200120ABAAA07B, en la figura 3.9 se observa el ensamble del contrapunto con la estructura, las guías lineales y el cilindro hidráulico.

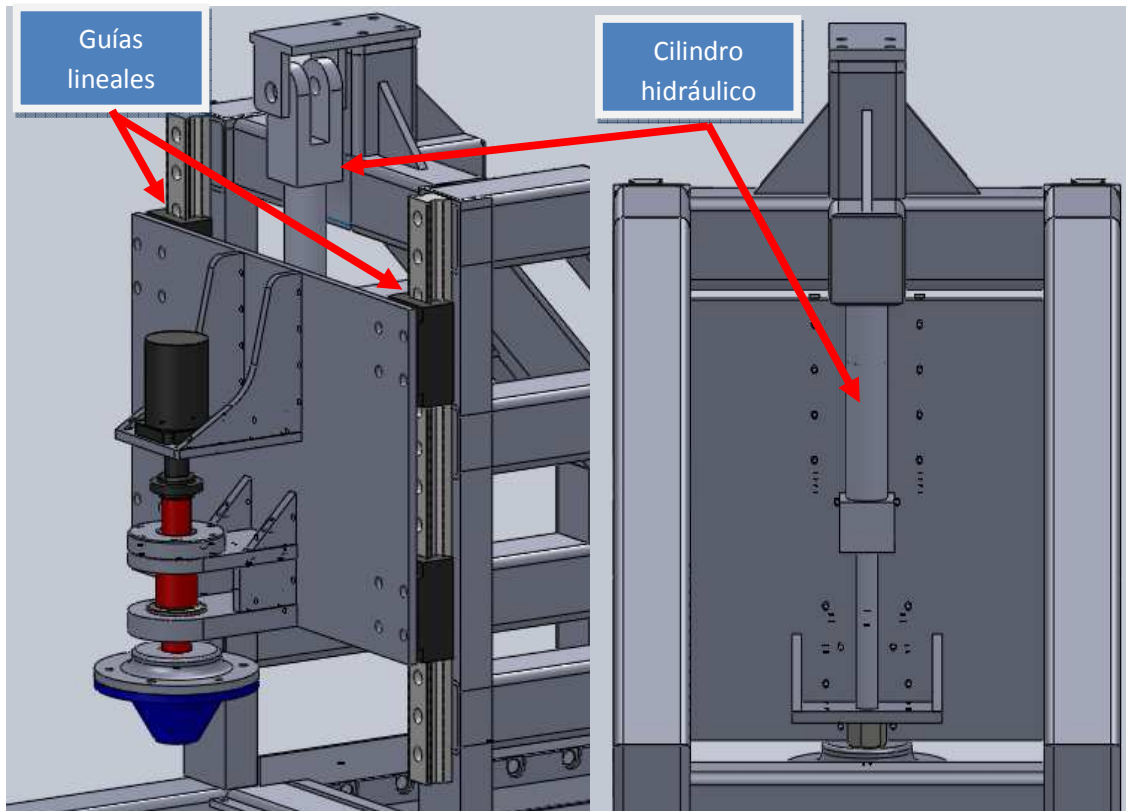


Figura 3.9 *Ensamble contrapunto y estructura*

Para saber si el cilindro es capaz de soportar el peso del cabezal, se debe comparar la capacidad de carga del cilindro que es diferente a la fuerza determinada con anterioridad y el peso del cabezal que también se ha determinado con anterioridad, la capacidad de carga del cilindro es de $41368.2N$ y el peso del cabezal de $770N$.

La fuerza que tiene el cilindro al levantar el contrapunto, es menor que la fuerza que tiene al presionar el disco, esto es porque el área del embolo reduce, porque en él interfiere el área transversal del vástago reduciendo el área del embolo y por consecuencia la fuerza del cilindro, el área se determina con la siguiente fórmula.

$$A_t = A_e - A_v$$

Donde A_t es el área total con la cual se calcula la fuerza del cilindro al retraer el cilindro, A_e el área de la sección transversal del embolo que ya se ha calculado y A_v el área

transversal del vástago que tiene un diámetro de 28.58mm o bien 0.02858m, y se calcula a continuación:

$$A_v = \pi * 0.0002m^2 = 0.0006m^2$$

Entonces el área total es:

$$A_t = 0.002m^2 - 0.0006m^2 = 0.0014m^2$$

Ahora que se conoce el área del cilindro y la presión que del mismo se puede calcular la fuerza de carga de la siguiente manera:

$$F = 20684.1kN/m^2 * 0.0014m^2 = 28957.74N$$

Aunque la fuerza de carga del cilindro es menor que la fuerza con la que presiona el disco, al compararla con el peso del contrapunto, se puede observar que el cilindro sobrepasa la fuerza necesaria para cargar el peso del contrapunto que es de 770N, pero esto ayuda a que la vida útil del cilindro sea mayor, además que se debe considerar otro factor, como es la carrera del cilindro, que influye directamente en el funcionamiento de la maquina durante el proceso.

El peso del contrapunto también influye directamente en las guías lineales por las cuales se desplaza el contrapunto, en el catálogo del fabricante, se puede obtener la capacidad de carga de las guías y se pueden comparar con los resultados obtenidos del peso del contrapunto. En la figura 3.10 se observa cómo influye la carga estática y la carga dinámica en la guía lineal.

C = Capacidad de carga dinámica

Co = Capacidad de carga estática

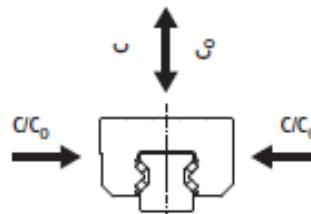


Figura 3.10 Capacidad de carga en las guías lineales

En la tabla 3.4 se observa las capacidades de carga de la guía lineal seleccionada para el módulo del cabezal.

Medida Tipo	Capacidades de Carga		Peso	
	Co (N)	C (N)	Carrito (kg)	Riel(kg/m)
45D	229500	127800	4.0	10.7

Tabla 3.4 Capacidad de carga en las guías lineales

Si se comparan las capacidades de carga de las guías con respecto al peso del contrapunto 770N, se observa que al igual que en el cilindro hidráulico, la capacidad de carga es mucho mayor que la necesaria para soportar al contrapunto, esto se debe a que así se garantiza una mayor durabilidad de las partes del sistema.

3.2.3 PLATO GIRATORIO Y SISTEMA DE FRENADO

El plato giratorio es la parte del módulo del cabezal donde se deposita el disco o tambor a esmerilar, es por ello que la función de esta parte es como su nombre lo dice, girar para que el esmerilado se pueda realizar, además de girar, una vez realizado el esmerilado el plato se debe detener, para ello se implementa un sistema de frenado neumático que se describe a continuación junto con el ensamble de cada una de las partes del plato giratorio, las cuales se pueden visualizar en la vista de sección de la figura 3.11.

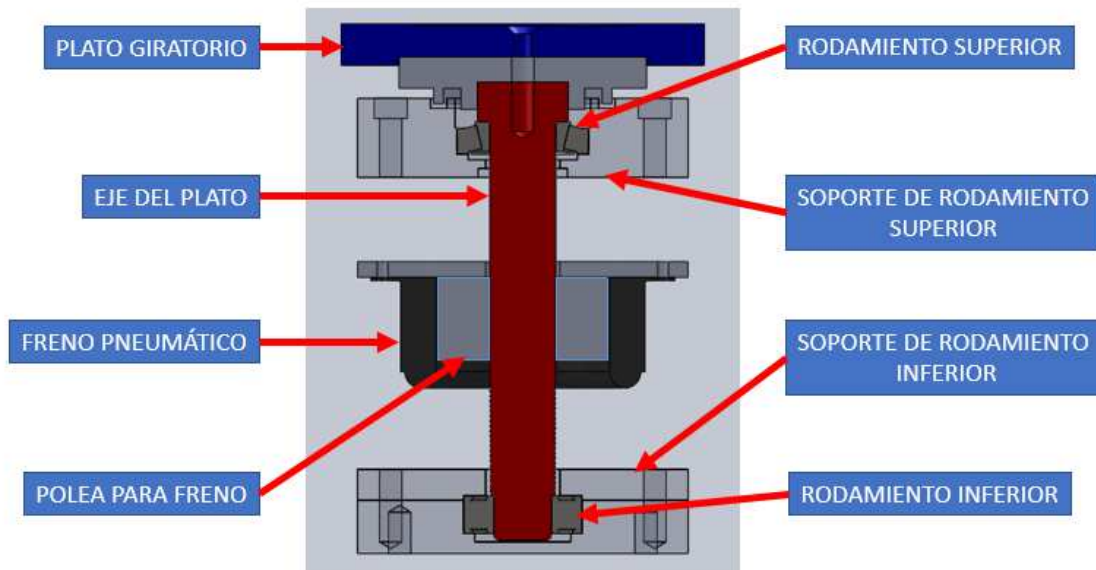


Figura 3.11 Vista de sección del plato giratorio

El plato giratorio, al igual que el centrador del cabezal, es una pieza que tiene contacto directo con los discos y los tambores, para su diseño lo primero que se debe considerar es el diámetro de las circunferencias exterior e interior de los discos y los tambores, ya que el diámetro exterior de la pieza más pequeña a esmerilar que es un tambor y mide 227mm, es mucho menor al diámetro interior del tambor más grande que es 245mm, por ello se deben diseñar dos platos intercambiables de diferente diámetro, uno de 220mm y el otro de 310mm, esto se debe a que si en el plato se asienta un disco o tambor de menor diámetro exterior que el plato, el esmeril chocaría directamente con el plato giratorio y no con la pieza a esmerilar, y por otro lado si se pone un disco o tambor de mayor diámetro interior que el plato, este no podría hacerlo girar ya que no tendría contacto directo con el plato giratorio y el esmerilado no se podría realizar. Por esta razón surge la necesidad de tener dos platos de diferente diámetro y así satisfacer el esmerilado de todos los discos, sin ningún riesgo de colisión entre el esmeril y el plato o que el disco no pueda girar porque no hay asentamiento del disco en el plato.

Ambos platos son sometidos a un esfuerzo al instante de ser presionado por el contrapunto y el disco, por ello necesita ser fabricado en acero 4140 que es de grado maquinaria y tiene buena resistencia al esfuerzo al que es sometido.

El esfuerzo máximo al que pueden ser sometidos los platos es la suma de todas las fuerzas que intervienen en el proceso, las cuales son:

- Peso del contrapunto = $770.28 N$
- Fuerza del cilindro hidráulico = $42138.2N$
- Peso del disco con mayor masa = $m * g = 27kg + 9.8m/s^2 = 264.6 N$

Por lo tanto se tiene que la fuerza máxima a la que son sometidos los platos F_p es:

$$F_p = 770N + 42138.2N + 264.6N = 43172.8 N$$

En el capítulo 4 se realiza el análisis de esfuerzo en el programa SolidWorks para poder visualizar el comportamiento del material al ejercer esta fuerza en los platos giratorios.

La transmisión del giro al plato es por medio del giro del contrapunto, así que lo único que se necesita es que tenga un giro libre, para ello se le acopla un eje al plato, el eje es sometido a esfuerzo de torsión por ello necesita ser fabricado de 4140 y se le aplica un tratamiento térmico templado y revenido con dureza 42 A 48 HRC, el eje y el plato giratorio es soportado por un rodamiento SKF 30208, las capacidades de carga estática y dinámica de este rodamiento se pueden observar en la tabla 3.3 que tienen un valor de entre 61.6kN carga dinámica y 68kN carga estática, para conocer la fuerza que recibe el rodamiento F_r se necesita sumar la fuerza que recibe el plato giratorio que es de 43172.8 N más el peso del plato (el peso del plato giratorio de 330mm para asegurar que el rodamiento soporta la carga para ambos platos) junto con el peso del eje P_p , por lo tanto tenemos que:

$$F_r = 43172.8N + P_p$$

Como se ha realizado con anterioridad se debe determinar la masa y el volumen del conjunto del plato y el eje para poder conocer el peso, el volumen lo determinamos con el programa SolidWorks por lo tanto tenemos que la masa m_p es:

$$m_p = 7850 \frac{kg}{m^3} * 0.002m^3 = 17.19kg$$

Entonces el peso es:

$$P_p = 17.19kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = 168.4N$$

La fuerza máxima aplicada en el rodamiento es:

$$F_r = 43172.8N + 168.4N = 43341.2N$$

Como se puede notar, a pesar de que la fuerza ejercida sobre el rodamiento se acerca a sus límites de carga, aún está por debajo de ellos y con esto se puede garantizar su funcionamiento

En el extremo inferior del eje se ensambla un rodamiento SKF 22207E, este rodamiento no tiene ninguna carga ejercida sobre él ya que su función solo es estabilizar al eje, por esta razón no tenemos que comprobar si sus límites de carga son los ideales.

El sistema de frenado neumático que se encarga de detener el plato giratorio en cuanto se termina el proceso de esmerilado, comienza con una polea comercial de la marca EATON especial para freno neumático modelo 10108, acoplada directamente al eje del plato, esta polea tiene la función de detener al eje y por consiguiente al plato giratorio, para detener a la polea, se ensambla en una placa atornillada a la estructura general del cabezal, el freno neumático de la marca EATON modelo 4CB200

Para fijar el plato giratorio y el sistema de frenado a la estructura, se atornillan las bases de los rodamientos y la placa que soporta al freno neumático, directamente a los perfiles PTR soldados a la estructura, esto se puede observar en la figura 3.12.

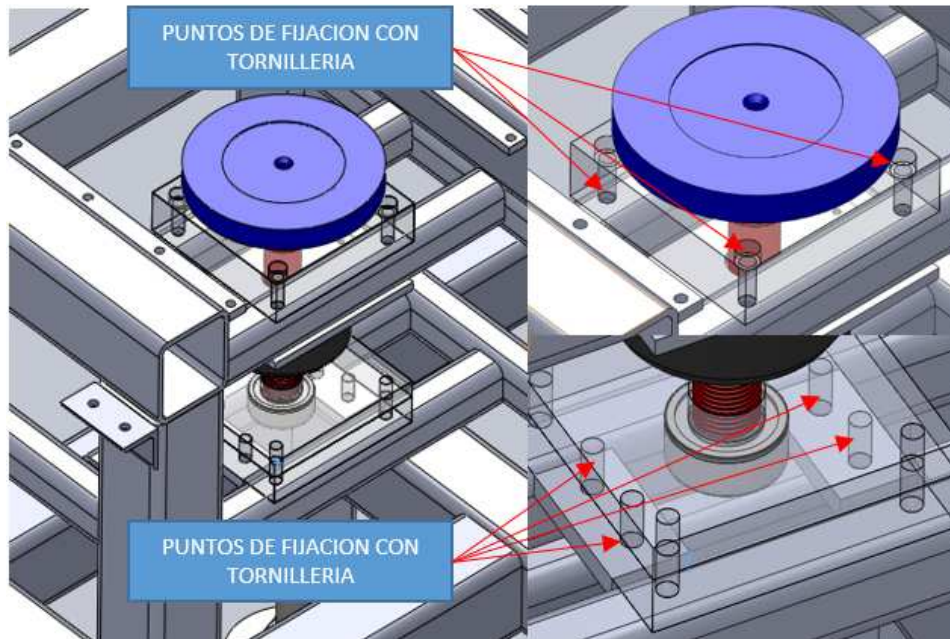


Figura 3.12 Puntos de atornillado entre el sistema del plato y la estructura

3.2.4 BANDA DE RODILLOS DEL CABEZAL

La banda que se encarga de transportar los discos ya esmerilados a la esquina de rodillos motorizada, se sitúa en la parte trasera de la estructura, es una banda de rodillos que tienen movimiento giratorio para transportar los discos y los tambores, el movimiento de los rodillos del cabezal es transmitido por un motor instalado en la esquina de rodillos, mediante una cadena que se acopla a una catarina por cada rodillo, que es la encargada de transmitirle movimiento, en la figura 3.13 se puede observar la posición de la banda de rodillos en el cabezal.

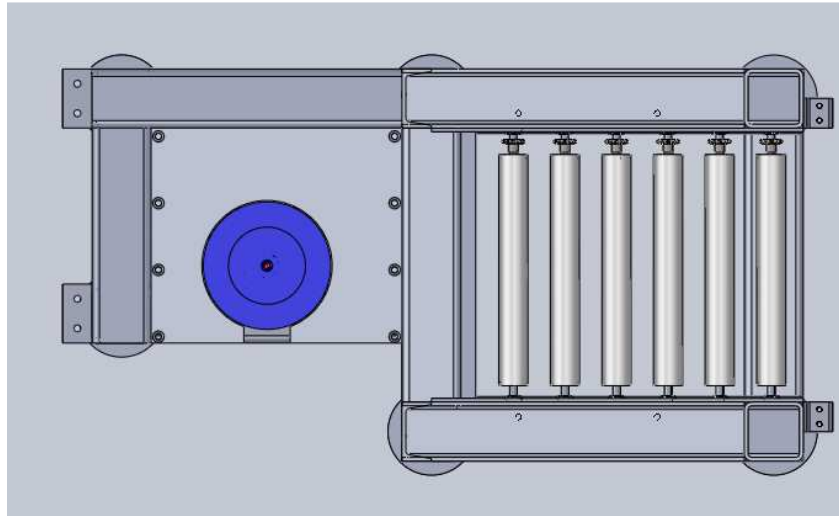


Figura 3.13 Vista de planta de banda de rodillos del cabezal

Cada rodillo está diseñado con tubo mecánico y un eje de acero que pasa por el centro del tubo y se unirán mediante un par de placas soldadas a los extremos del tubo, en el eje central se acopla una catarina de paso 40, que debe ser el mismo paso que el de la cadena que le proporciona el movimiento, el paso 40 nos indica en su primer dígito la distancia entre centros en octavos de pulgada, en este caso el número 4 indica que la distancia entre centros es de $\frac{1}{2}$ " y el segundo dígito al tipo de cadena donde 0 es el tipo de cadena más común o de tipo estándar. En los extremos del eje central se insertan rodamientos SKF R8 los cuales le permiten el giro al rodillo, el esfuerzo al que son sometidos estos rodamientos son el peso del disco y el peso de cada rodillo, el disco más pesado que tiene una masa de 27kg y un diámetro de 350mm, la separación de los rodillos nos indica que un disco es soportado por cada cinco rodillos, por lo tanto el peso del disco se divide entre los cinco rodillos, el peso de cada rodillo es repartido entre dos rodamientos, ya que se ensambla uno en cada extremo del rodillo, con ayuda del programa SolidWorks se obtiene un volumen de rodillo de $0.0002m^3$, por lo tanto el esfuerzo máximo al que es sometido cada rodamiento es:

$$F_r = \frac{P_d}{5} + \frac{P_{rod}}{2}$$

El peso del disco se determina con la siguiente fórmula:

$$P_d = 27kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = 264.6N$$

El peso del rodillo se calcula de la siguiente manera:

$$m = 7850 \frac{kg}{m^3} * 0.0002m^3 = 1.57kg$$

$$P_{rod} = 1.57kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = 15.38N$$

El esfuerzo al máximo al que se somete el rodamiento es:

$$F_r = \frac{264.6N}{5} + \frac{15.38N}{2} = 60.61N$$

Este esfuerzo es comparado con las capacidades máximas de carga que recomienda el fabricante, las cuales se encuentran en la tabla 3.5, donde se puede notar que el esfuerzo al que son sometidos es mínimo, comparado con las capacidades de carga del rodamiento.

Deep groove ball bearings, single row

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic C	static C0	Reference speed	Limiting speed	
mm			kN		r/min		* SKF Explorer bearing
12,7	28,575	6,35	5,4	2,36	60000	38000	R 8 Aftermarket only

Tabla 3.5 Capacidad de carga rodamiento SKF R8

Para evitar que los rodamientos salgan de su posición en el eje central, se ponen seguros tipo omega. En la siguiente figura se muestra una vista de corte, en donde se puede observar todas las partes del rodillo en su ensamble, también se muestra la ampliación de la parte del ensamble de la catarina (recuadro en color amarillo).

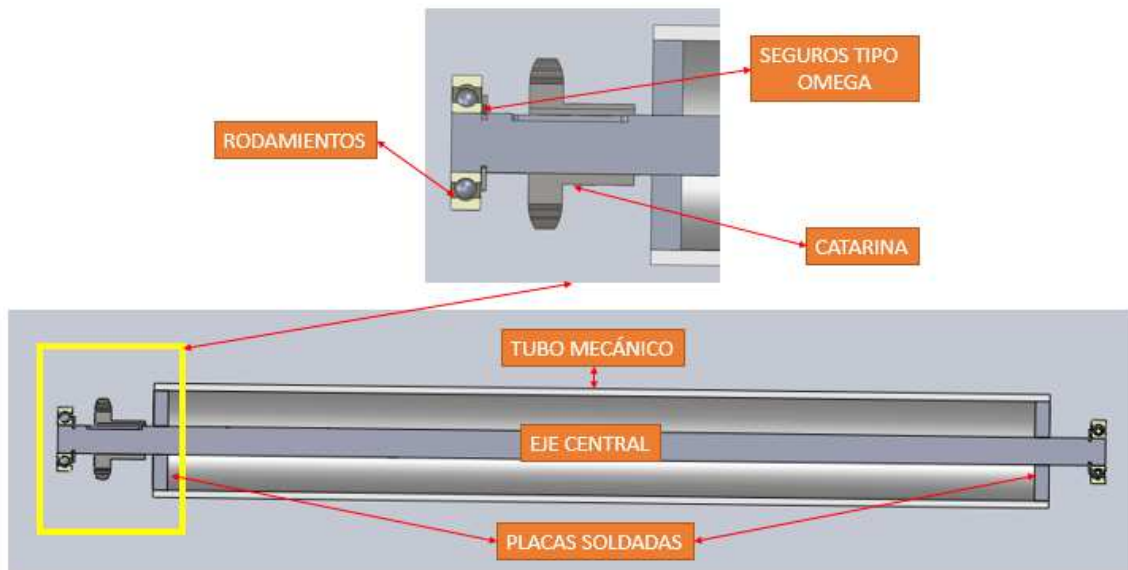


Figura 3.14 Ensamble de rodillo

Para ensamblar los rodillos a la estructura del cabezal, se sueldan soleras al perfil estructural, dichas soleras tienen maquinados con las medidas de los rodamientos, para evitar que los rodillos salgan de las soleras se atornilla un conjunto soldado a la estructura que además de evitar que los rodillos se salgan de su posición, también evitan que los discos al ser transportados salgan de la banda de rodillos, este conjunto soldado al ser atornillado a la estructura, permite tener acceso rápido para hacer un cambio de rodillos en caso de ser necesario. En la figura 3.15 se ha ocultado un rodillo intencionalmente para poder observar la ranura que tiene la solera soldada a la estructura, en esta ranura asientan los rodamientos de los rodillos y en la parte superior de los rodillos se observa el conjunto soldado que se ha mencionado anteriormente.

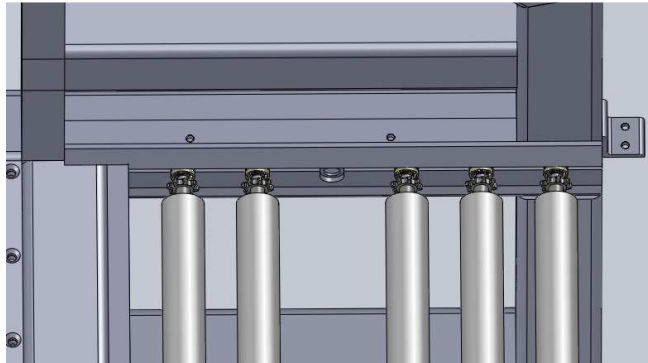


Figura 3.15 Ensamble de rodillo a la estructura

3.2.5 ESQUINA DE RODILLOS MOTORIZADA

La esquina de rodillos motorizada se encarga de transportar los discos y los tambores hasta la banda de salida, ya que la banda de salida se encuentra a 90° de la salida del módulo del cabezal, por ello la esquina motorizada debe cubrir la necesidad de cambiar la dirección de transporte de los discos, las partes que conforman a la esquina de rodillos motorizada son: rodillos, estructura soldada, sistema motorizado y transmisión del movimiento, en la figura 3.16 se observa la esquina motorizada con cada una de sus partes.

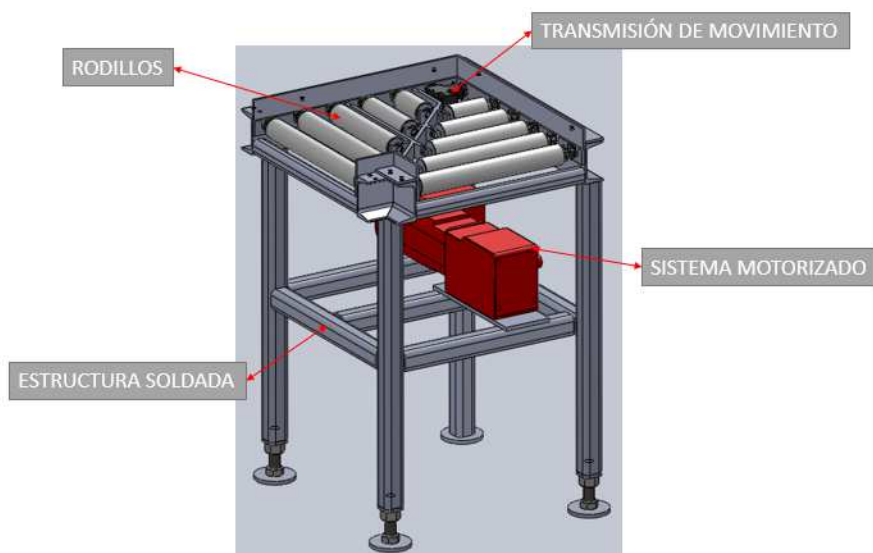


Figura 3.16 Esquina motorizada

Los rodillos están diseñados de la misma manera que los de la banda de salida del cabezal, básicamente el ensamble es el mismo para todos los rodillos, lo que cambia en estos rodillos es la longitud de cada uno de ellos, al ser estos rodillos los encargados de transportar en dos sentidos diferentes a los discos y tambores, se tienen que dividir para que la mitad se mueva en una dirección y la otra mitad de rodillos se mueva en una dirección diferente a la anterior, en la figura 3.17 se observa la división y el montaje de los rodillos, también la dirección en la que los rodillos transportan los discos y tambores, indicado en la figura con flechas en color amarillo, con esto aseguramos que el movimiento del disco al ser transportado es el correcto.

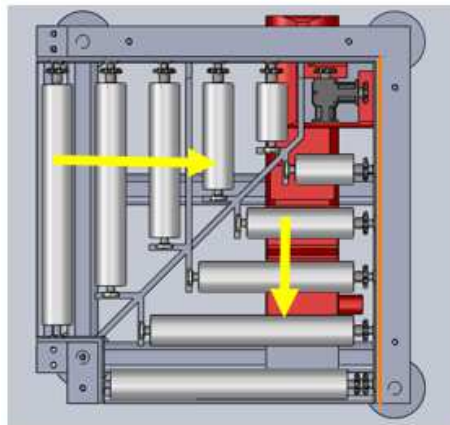


Figura 3.17 Dirección de movimiento de discos

La estructura de la esquina de rodillos, tiene la forma de una mesa, es un conjunto soldado que se fabrica con PTR de 2 X 2" y de 1 ½" X 1 ½", perfil tipo U de 4X2", soleras y placas de acero 1045, en la estructura se tienen barrenos que sirven para ensamblar con el módulo anterior y el módulo siguiente, ya que no se puede asegurar la planicidad del piso, al igual que en la estructura del contrapunto, en las patas de la esquina motorizada se ponen niveladores para poder asegurar un ensamble correcto con los módulos correspondientes.

Para darle movimiento a los rodillos, se acopla un motorreductor, para poder elegir un motorreductor que pueda satisfacer las necesidades de nuestro sistema se necesita calcular el torque del motor, y la velocidad de movimiento de los rodillos en RPM.

El torque es la fuerza aplicada a un objeto a una distancia determinada, tomando en cuenta el número de discos que caben en la esquina de rodillos y en la banda de salida del módulo del cabezal, porque el motor debe transportar los discos de ambas partes que a partir de este momento los tomaremos como un solo conjunto de rodillos. En todo el conjunto de rodillos caben 3 discos de 264.6N de peso que es el peso del disco más pesado, por lo tanto la fuerza que se necesita para calcular el torque es igual a 793.8N. La distancia que se toma es el radio del rodillo el cual es de 0.0254m, con esto se determina el torque con la siguiente fórmula:

$$T = F * r$$

$$T = 793.8N * 0.0254m = 20Nm$$

Para la selección del motor se debe convertir el torque de Nm(Newton por metro) a Lb*in(libras por pulgada), esto se debe a que la gama de motores de la cual se selecciona dicho motor utiliza el sistema inglés para expresar sus unidades, en las especificaciones de cada producto, para hacer la conversión se toma en cuenta lo siguiente:

$$1Nm = 8.85Lb * in$$

$$20Nm = 177Lb * in$$

Para determinar la velocidad de los rodillos, se debe determinar el tiempo que tarda cada rodillo en dar una revolución, para determinarlo se necesita conocer el desplazamiento de los discos con respecto del tiempo, que es un metro en cinco segundos, conociendo el diámetro externo de los rodillos podemos determinar la circunferencia de los mismos y con esto determinamos el tiempo que tarda un rodillo en dar una revolución de la siguiente manera:

$$\frac{1000mm}{5s} = \frac{\pi 50.8mm}{t} \quad t = 0.797s$$

Una vez obtenido el tiempo en que tarda un rodillo en dar una revolución, podemos determinar la velocidad del mismo en RPM para este sistema, esto lo determinamos dividiendo un minuto entre el tiempo en que tarda cada rodillo en dar una revolución, obteniendo como resultado 75.2 RPM.

Con estos parámetros calculados se selecciona un motorreductor de la marca DODGE modelo B_483GH71D4, el cual tiene una velocidad salida del motor de 1750 RPM y una potencia de 0.33 HP (caballos de fuerza), que se acopla a un reductor que tiene una velocidad de salida de 78 RPM con una relación de reductor de 24.16:1. El torque del motorreductor es de 268 Lb*in, con esto aseguramos el funcionamiento de las bandas de rodillos tanto del cabezal como de la esquina de rodillos.

En el eje del motorreductor se acopla una catarina paso 40 para que una cadena se encargue de darle la transmisión a un rodillo, con otra cadena se le transmite el movimiento a todos los rodillos que se encuentran sobre el mismo sentido del eje. Para transmitirle el movimiento a los rodillos que están en el otro sentido del movimiento, se instala un módulo de transmisión comercial modelo AD1 estilo C de la marca HUBCITY, en la figura siguiente se observa el módulo de transmisión internamente, que permite entender fácilmente su funcionamiento y la dirección en la que realiza la transmisión del movimiento.

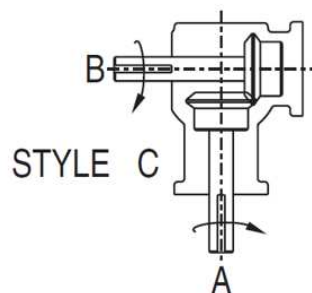


Figura 3.18 Módulo de transmisión HUBCITY

3.3 DIBUJOS 2D.

Los dibujos 2D también conocidos como planos de fabricación tienen como objetivo plasmar lo que se ha diseñado en 3D, para que el fabricante de la máquina pueda conocer las medidas de cortes, soldadura, especificación de materiales, tratamientos, acabados, etc.

Los planos de fabricación se dividen en tres tipos diferentes planos de ensamble, conjuntos soldados, y piezas individuales, las partes que lleva un plano son cajetín, cuadro de materiales y tratamientos y vistas de las piezas o ensambles, primero definiremos cada una de las partes de un plano y después cada tipo de plano.

El cajetín, contiene datos generales del plano como son: nombre de los responsables de elaboración revisión y aprobación del plano, fecha, número de hojas, nombre de la pieza o conjunto, así como el código asignado al mismo, datos de la empresa donde se elaboró el plano y escala de las vistas, en la figura siguiente se muestra un ejemplo de un cajetín utilizado en los planos de fabricación del centro de esmerilado.


-	CRG	LIBERADO PARA FABRICACION	5/ENE/11	JROSARIO
Nivel	Elab	Descripcion	Fecha	Reviso
REVISIONES				
 RASSINI FRENS S.A. DE C.V. INGENIERIA DE PROCESOS FUNDICION				
MODULO 3 ENSAMBLE GENERAL				
ELABORO C.RAMIREZ	REVISO J.ROSARIO	APROBO V.MIGUEL	CODIGO: M-ES-03-E1	HOJA 01 DE 01
	ESCALA 1:1	ACOTACION MILIMETROS	FECHA DE EDICION 5/ENE/11	

Figura 3.19 Cajetín para planos de fabricación

En el recuadro de materiales y tratamientos, se pueden encontrar además de todos los materiales que intervienen en la pieza o conjunto y de los tratamientos térmicos que reciben cada una de ellas, las tolerancias dimensionales no especificadas en las cotas y notas de identificación o de algún dato relevante, en la figura siguiente se muestra un ejemplo de un recuadro de materiales y tratamientos.

<p>MATERIAL PTR CODIGO ROJO PERFIL U ÁNGULOS,SOLERA Y PLACA ACERO 1045</p> <p>TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS DIAMETRALES +0.25mm LINEALES ± 0.20mm PAILERIA ± 1.0mm</p> <p>NOTA: COLOCAR PLACA DE IDENTIFICACION CON LETRA DE GOLPE CODIGO M-ES-03-T1, ALTURA DE LETRA 9.5 mm EN LUGAR VISIBLE</p>
--

Figura 3.20 Recuadro de materiales y tratamientos

Las vistas de un plano es la forma de visualización de las piezas o conjuntos, pueden ser, vista frontal, vista de planta, laterales y en ellas se realiza la acotación para saber las medidas de cada una de las partes de lo ya diseñado en 3D, en la figura 3.21 podemos observar algunas vistas del plano de conjunto del módulo del cabezal del centro de esmerilado.

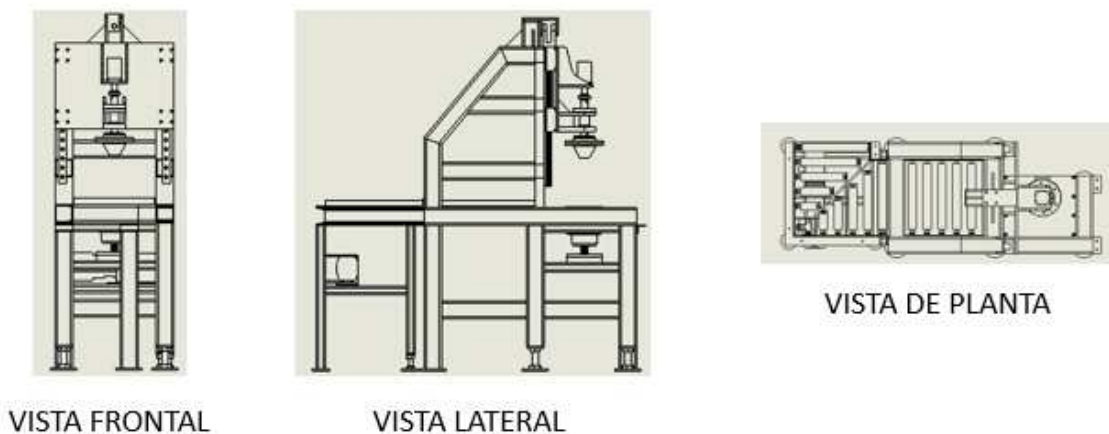


Figura 3.21 Vistas 2D de módulo del cabezal

En los planos de ensamble se indican todas las piezas y conjuntos que intervienen en el ensamble de la máquina, aquí se pueden observar conjuntos soldados, piezas sueltas y piezas comerciales, todo identificado con el código de la pieza o con la marca y número de

serie de las piezas comerciales, a continuación se observa un ejemplo de una vista de conjunto de ensamble del cabezal.

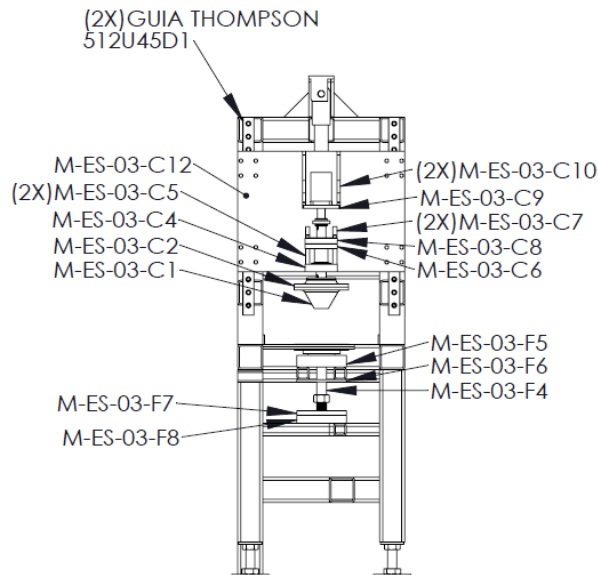


Figura 3.22 Vista de ensamble

Los conjuntos soldados son planos que contienen estructuras soldadas, en las vistas de construcción, las dimensiones de los perfiles comerciales no se acotan solo la medida de los cortes que se hacen en el material, una vez que se tienen todas las cotas de corte de materiales, se acotan los lugares donde se sueldan todas estas piezas, por último se acotan todos los barrenos, a las medidas que necesitan mayor precisión, son indicadas con tolerancias dimensionales, y las que necesitan una geometría correspondiente entre caras o especiales son indicadas con tolerancias geométricas, como pueden ser planicidad, concentricidad, paralelismo, etc. A continuación se puede observar una vista de un conjunto soldado que contienen tolerancias geométricas y dimensionales.

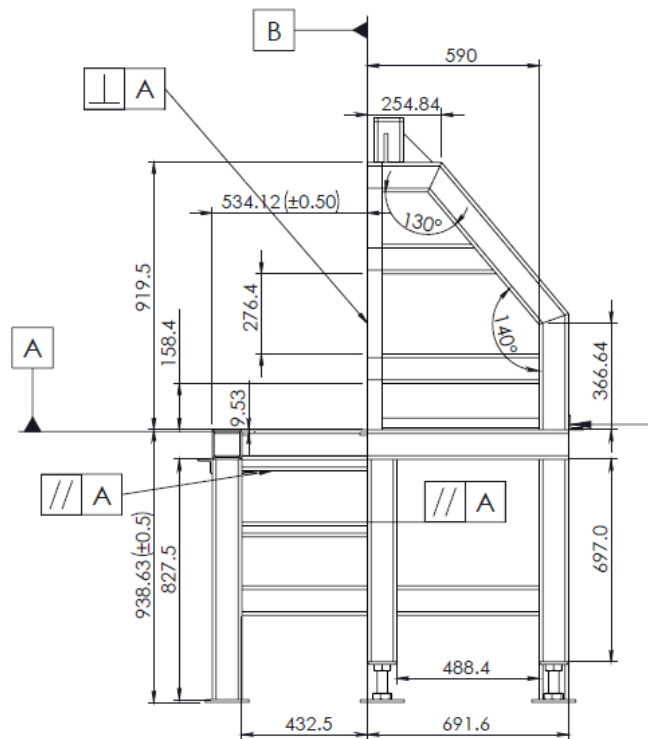


Figura 3.23 Vista conjunto soldado

En el plano de una pieza, se indican las medidas generales del material del cual se fabrica la pieza, los mecanizados, cortes, barrenos, materiales, tratamientos térmicos, vistas de sección, vistas de detalle, etc. También se indican tolerancias necesarias y notas que indiquen la identificación de la pieza, a continuación se observa un ejemplo del plano de una pieza.

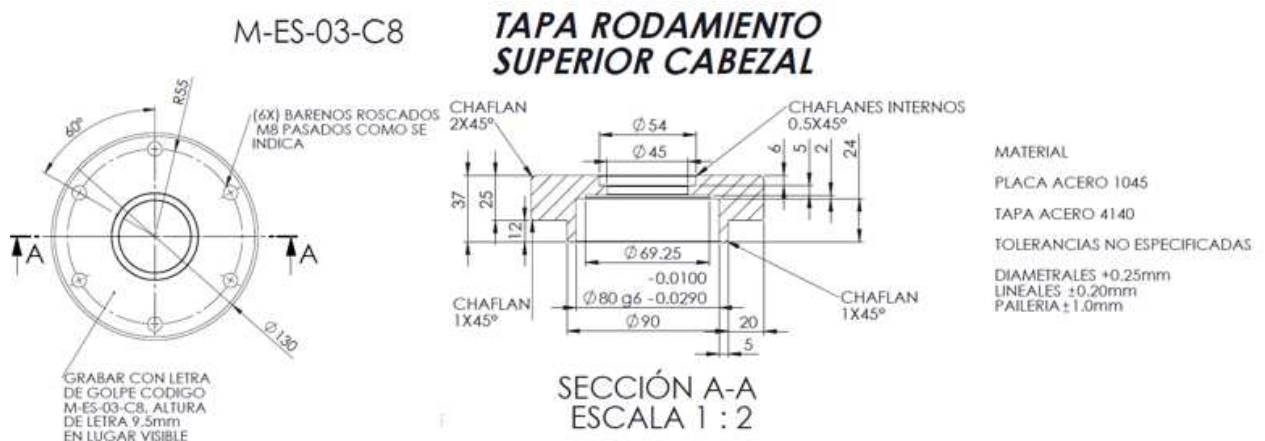


Figura 3.24 Plano de una pieza

La identificación de cada una de las partes del módulo del cabezal se realiza mediante un código asignado a cada una de ellas, este código tiene la siguiente estructura, como ejemplo se toma el código de la figura 3.24 que es M-ES-03-C8 donde cada carácter significa lo siguiente:

M - Código interno de la empresa que hace referencia a MÁQUINA.

ES - Hace referencia al CENTRO DE ESMERILADO.

03 - Los siguientes dos dígitos representan el número asignado a cada módulo del centro de esmerilado.

C - La letra hace referencia a la parte del módulo del cabezal donde se puede encontrar, C para el contrapunto, F para el sistema de frenado, T para los planos de conjuntos soldados, E para los conjuntos de ensamble, B para las protecciones que evitan que los discos salgan de la máquina, R para todos los rodillos y S para los soportes de los rodillos.

8 - El último dígito representa el número de plano de cada parte del módulo.

Así es como se le asigna el código a cada pieza y conjunto del módulo del cabezal para el centro de esmerilado.

En el capítulo número 5, se pueden observar todos los planos de fabricación completos del módulo del cabezal, para el centro de esmerilado automático.

4. SIMULACIONES

4.1 SIMULACIÓN DE PROCESO EN SOLIDWORKS

Con el programa SolidWorks se puede realizar una simulación del proceso que realizará el módulo del cabezal, con esta herramienta se pueden predecir posibles fallas o colisiones que se puedan producir en la máquina durante el proceso, a continuación se realiza una simulación donde se pueden visualizar como se realiza el proceso y la funcionalidad de la máquina, la simulación se realiza con los discos y tambores que tienen mayores dimensiones para asegurar que con cualquier modelo.

Lo primero que se debe analizar es la entrada de los discos en el módulo del cabezal, para ello debemos comprobar que cuando el contrapunto está en posición inicial (con el cilindro hidráulico retraído), puede entrar libremente el disco con mayor altura, al plato giratorio sin tener alguna colisión con el mismo contrapunto, en la figura 4.1 se puede observar la posición inicial del contrapunto y la posición que tendrá el tambor con mayor altura al momento de entrar al módulo del cabezal.

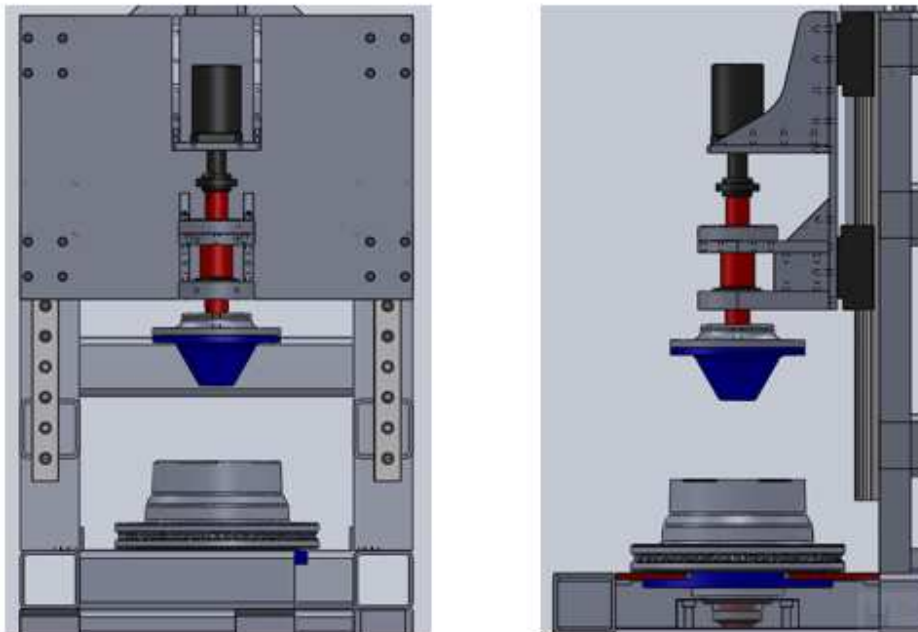


Figura 4.1 Izquierda vista frontal entrada disco, derecha vista lateral

Una vez que comprobamos el funcionamiento de la entrada del disco al módulo del cabezal, comprobaremos la sujeción del cabezal con el disco, para verificar que el centrador del contrapunto puede realizar su función con los discos de mayor y menor altura, al mismo tiempo se pueden visualizar los dos tipos de platos giratorios diseñados. En la figura 4.2 se puede visualizar la sujeción de los discos y tambores y los dos tipos de platos giratorios, se ha realizado un corte de sección para poder visualizar mejor cada uno de los componentes.

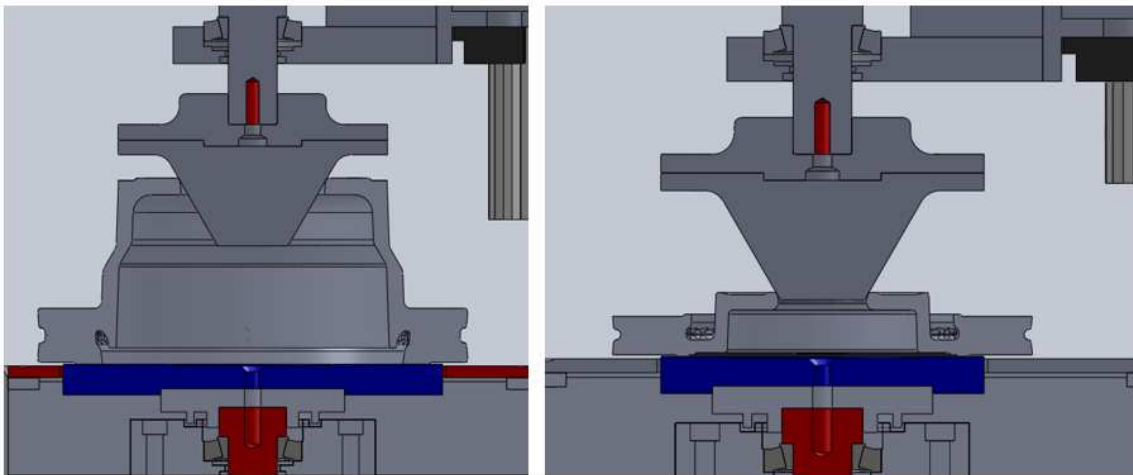


Figura 4.2 Izquierda sujeción de tambor grande derecha sujeción de disco pequeño

A continuación se hace una visualización de la diferencia de los platos giratorios, simulando la falla que se tendría si se ensambla el plato grande cuando en el proceso llegue a pasar un disco pequeño, y el plato pequeño cuando en el proceso pase un tambor grande, lo anterior lo podemos visualizar en la figura 4.3

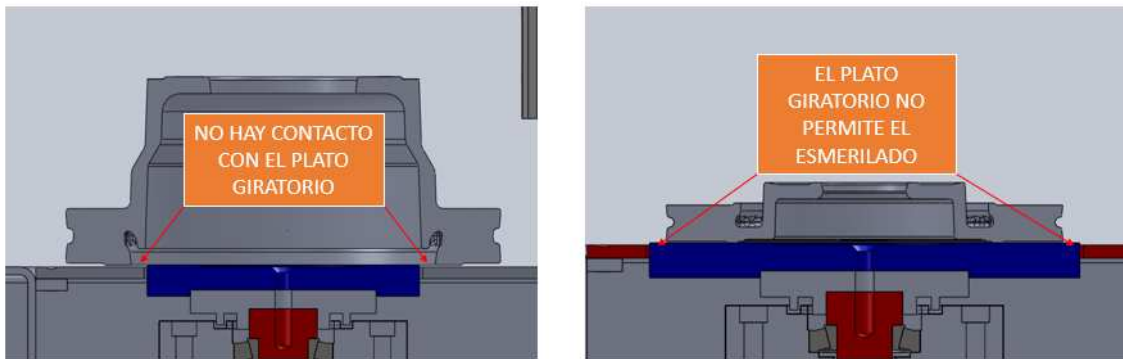


Figura 4.3 Izquierda tambor y plato pequeño, derecha disco y plato grande

La necesidad de tener dos platos giratorios surge de la diferencia tan grande que existe entre los diámetros internos y externos de los discos y la solución que se propone es intercambiar dos platos giratorios de distintos diámetros, con los cuales se asegura que cualquier modelo de disco o tambor podrá ser esmerilado, cabe mencionar que durante el proceso de esmerilado solo se tendrá un modelo ya sea de disco o tambor, se propone como medida de seguridad instalar un sensor que este monitoreando el plato giratorio ensamblado, para que en el caso de que entre un disco o tambor que no corresponda con el diámetro del plato ensamblado, el esmerilado no se realice en el disco e inmediatamente salga del módulo, esto como medida de seguridad para la máquina y para el disco, la medida del disco se obtiene del módulo de centrado que es el encargado de medir cada disco que entra al centro de esmerilado, al conocer el diámetro del disco y el plato ensamblado, en la maquina se crean las condiciones necesarias para que se realice o no el esmerilado.

Lo siguiente que debemos asegurar es que el módulo del esmeril no colisiona con ninguna de las partes del módulo del cabezal, para ello podemos simular el movimiento que va a realizar el esmeril y con esto comprobar que el esmeril entra y sale libremente al momento de realizar el esmerilado, en la figura 4.4 se puede observar el movimiento que realiza el esmeril y con esto se garantiza que el proceso es seguro.

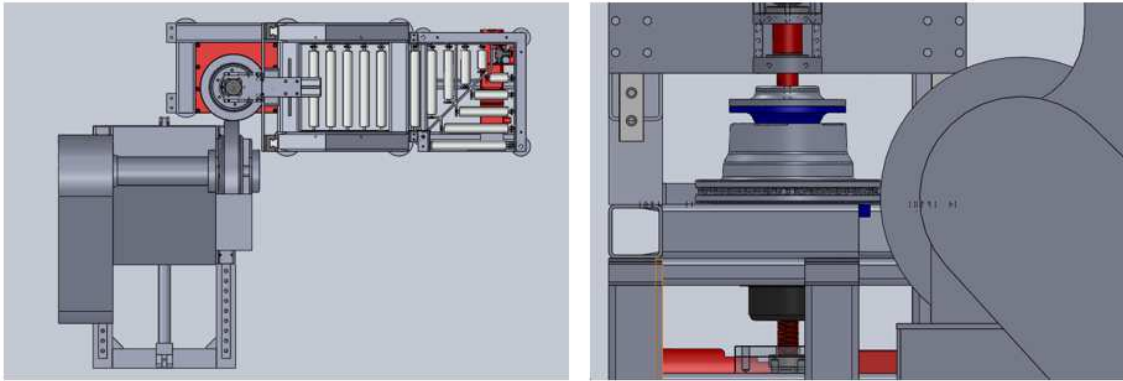


Figura 4.4 Entrada del esmeril al módulo del cabezal

Como se observa en la figura anterior el esmeril entra libremente al módulo del cabezal, sin el riesgo de alguna colisión o de alguna falla del diseño mecánico, esta posición es la que mantendrá siempre el esmeril para realizar el esmerilado.

Para la liberación del disco no es necesario hacer una simulación del movimiento, ya que la posición que se tiene en el cabezal será posición inicial, que es la misma que tiene cuando entra el disco o tambor al módulo.

Para finalizar se realiza un análisis del recorrido que realiza el disco en la banda de rodillos y en la esquina de salida, lo anterior para comprobar que las dimensiones del diseño del módulo del cabezal son las ideales para el transporte de los discos y los tambores, en la figura 4.5 podemos observar el recorrido del tambor con mayores dimensiones y la dirección en la que lo moverán los rodillos (flechas de color azul) que lo transportan hacia la banda de salida.

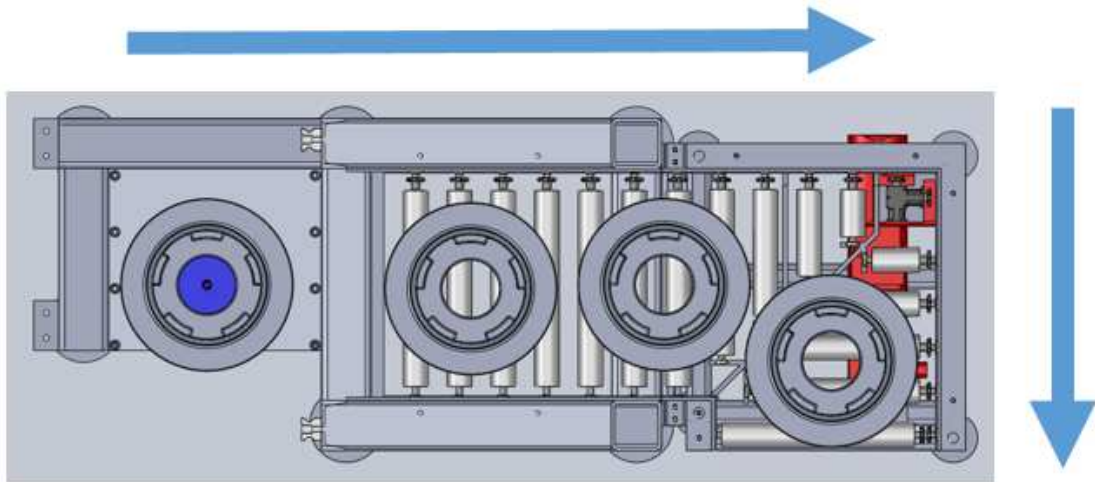


Figura 4.5 Dirección de salida del disco

Para que el disco o tambor llegue desde el plato giratorio hasta la banda de rodillos, al momento de depositar el próximo disco a esmerilar el módulo de centrado se encarga de empujarlo hasta la banda de rodillos.

4.2 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Una vez realizada la simulación del proceso, se tiene que asegurar la funcionalidad de cada una de las partes que están sometidas a una fuerza, para ello se utilizan las herramientas del programa SolidWorks para poder realizar análisis de elemento finito, o también conocido como análisis de esfuerzo, las piezas que tienen contacto directo con los discos y tambores que se van a esmerilar son las piezas del módulo del cabezal que reciben mayor esfuerzo en el proceso de esmerilado.

La primera pieza que se va a analizar es el centrador del contrapunto, para ello se utiliza la herramienta de SOLIDWORKS SIMULATION del programa SolidWorks, para ello se introducen las fuerzas calculadas en el capítulo tres para poder obtener la siguiente grafica que es una simulación (estática) basada en la teoría de Von Mises que se define como el esfuerzo a tensión uniaxial, que generaría la misma energía de distorsión que la que se produciría por la combinación real de los esfuerzos aplicados (Deutschman, 1987).

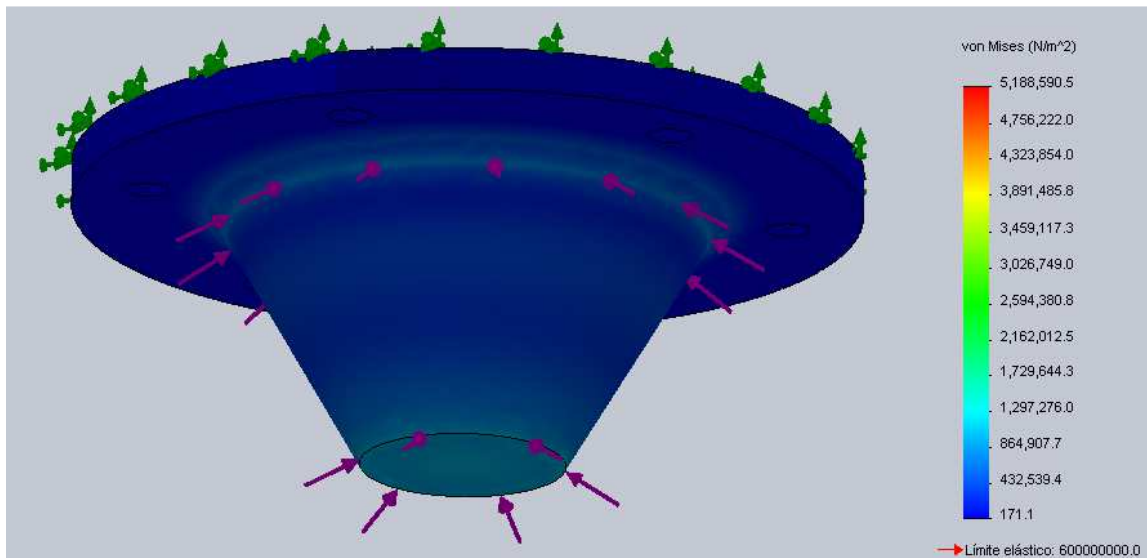


Figura 4.6 Simulación de esfuerzo del centrador del contrapunto

La figura 4.6 nos muestra el comportamiento que tiene el material del cual se fabricará el centrador del contrapunto que es acero O1, al aplicarle una fuerza de $42138.2N$, la gráfica también nos muestra el límite elástico que es de $600MPa$, el valor máximo obtenido en el centrador del contrapunto es de $1.2 MPa$ que se muestra en color cian en la figura anterior, que está muy por debajo del límite elástico, para poder asegurar que un material no tendrá fallas ni problemas de funcionamiento se debe de calcular el factor de seguridad que se calcula con la siguiente formula.

Para conocer el factor de seguridad utilizamos la siguiente fórmula.

$$F_s = \frac{\text{limite de fluencia real}}{\text{limite de fluencia requerida}}$$

$$F_s = \frac{600 * 10^6 kN/m^2}{1.2 * 10^6 kN/m^2} = 500$$

El valor esperado para poder asegurar que el material no sufrirá fallas es un factor de seguridad que debe ser mayor a 1, el resultado obtenido sobrepasa por mucho el factor de seguridad esperado, con este resultado se demuestra que la pieza no sufrirá

deformaciones durante el proceso, tomando en cuenta que además se le aplica un tratamiento térmico al centrador del contrapunto y considerando que la presión de trabajo del cilindro durante el proceso, será mucho menor que la presión máxima del cilindro, se puede garantizar que la duración de la pieza será mucho mayor.

Para poder comprobar si los platos resistirán el esfuerzo al que serán sometidos se realiza un análisis de esfuerzo como se hizo en el centrador del contrapunto, mediante el programa SolidWorks al cual le se introduce el valor de fuerza al que será sometido, el cual fue obtenido en el capítulo 3. En la figura 4.7 se muestra el análisis realizado al plato con diámetro 220mm y en la figura 4.8 se observa el análisis realizado al plato de 310mm.

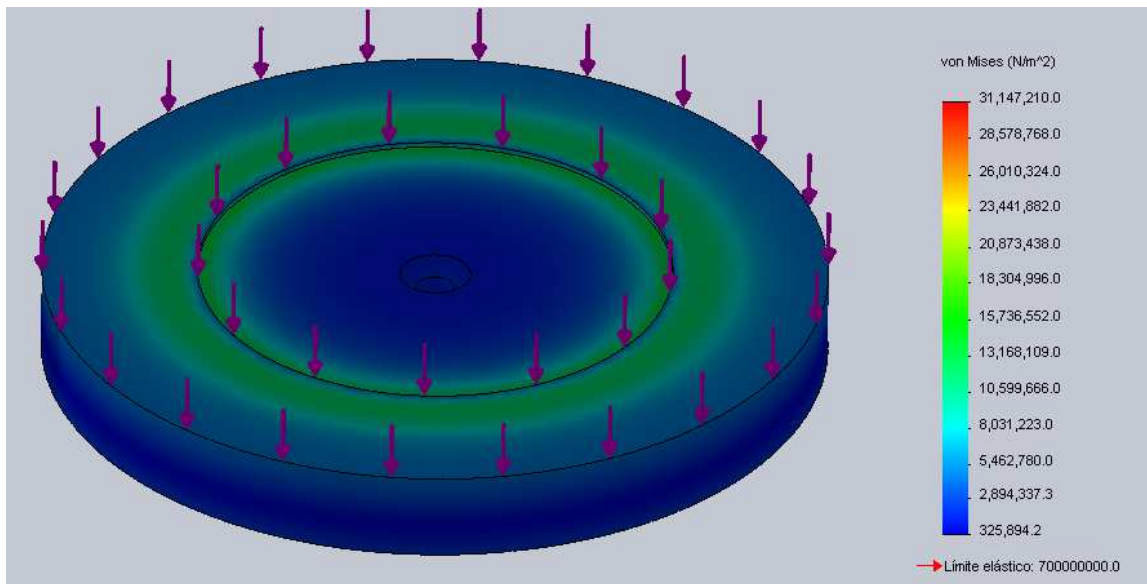


Figura 4.7 Simulación de esfuerzo de plato de 220mm

Como se puede observar en la figura anterior el límite elástico del material es de 700 MPa, esta medida está muy por encima del esfuerzo que recibe el plato, que tiene un valor de aproximadamente 13.16 MPa, la zona en la cual el plato recibe mayor esfuerzo se observa en color verde en la figura anterior, las flechas en color morado representan la fuerza aplicada en el plato giratorio, también se calcula el factor de seguridad de la pieza que es:

$$F_s = \frac{700 * 10^6 \text{ kN/m}^2}{13.16 * 10^6 \text{ kN/m}^2} = 53.2$$

Como se observa el factor de seguridad es mayor a 1 asegurando que el material no tendrá problemas ni fallas en el proceso.

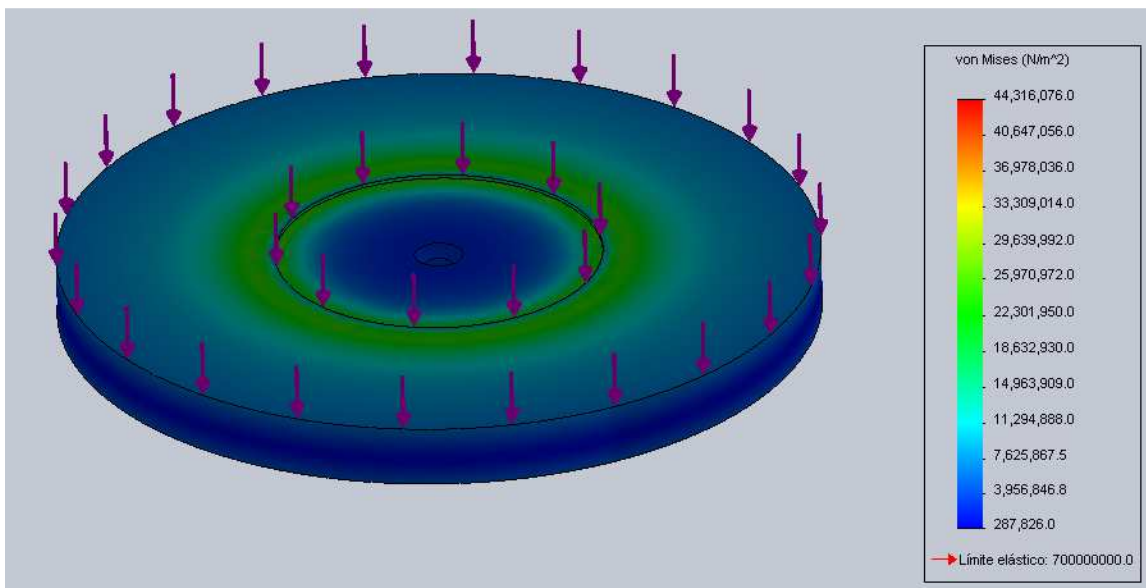


Figura 4.8 Simulación de esfuerzo de plato de 310mm

Al igual que en el plato de 220mm, en el plato de 310mm se hace el mismo análisis de esfuerzo, el material tiene el mismo límite elástico ya que es el mismo material en ambos platos, si se compara con el valor obtenido en el análisis realizado de aproximadamente 18.6 MPa, se puede notar que de igual forma que en el plato más chico, el valor del límite elástico del material está muy por encima del valor obtenido en el análisis, el color verde en la figura anterior representa la zona en la cual el plato recibe mayor esfuerzo y las flechas en color morado representan la fuerza aplicada en el plato, para asegurar el funcionamiento del plato sin fallas se calcula el factor de seguridad con la siguiente fórmula.

$$F_s = \frac{700 * 10^6 kN/m^2}{18.6 * 10^6 kN/m^2} = 37.6$$

Con el resultado obtenido podemos concluir que el material tiene un buen factor de seguridad y que está exento de fallas o problemas en el proceso.

5. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

5.1 RESULTADOS

Con la conclusión del diseño mecánico en 3D, podemos obtener como resultado una imagen clara de la presentación que tendrá el módulo del cabezal ya construido, para ello se realiza un renderizado con ayuda del programa SolidWorks del módulo completo y se compara con la imagen que se tiene en 3d, en la figura 5.1 podemos observar ambas presentaciones del diseño en 3D del módulo del cabezal, a la izquierda la imagen del diseño en 3d y a la derecha la imagen renderizada del módulo del cabezal.

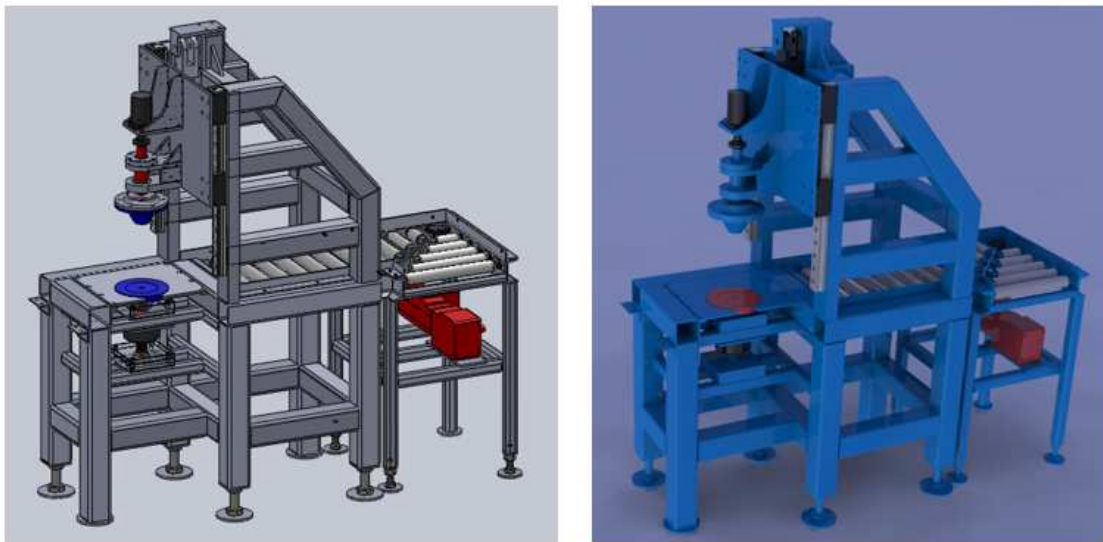


Figura 5.1 Diseño 3D final del módulo del cabezal

Una vez terminado el diseño en 3D se procede a realizar los planos de fabricación, en donde se toman en cuenta todos los parámetros necesarios para el fabricante, estos parámetros van desde la preparación del material, cortes, barrenos hasta posibles tratamientos térmicos que se puedan necesitar en las piezas que así lo requieran, a continuación se presentan todos los planos de fabricación requeridos en el módulo del cabezal, divididos por secciones como se ha presentado a lo largo de esa tesina, dentro de estas secciones se encuentran el ensamble general de las piezas, el conjunto soldado de la estructura, el contrapunto, plato giratorio y sistema de frenado, rodillos del cabezal y la esquina de rodillos motorizada.

En la figura 5.2 se observa el plano general de todo el módulo del cabezal.

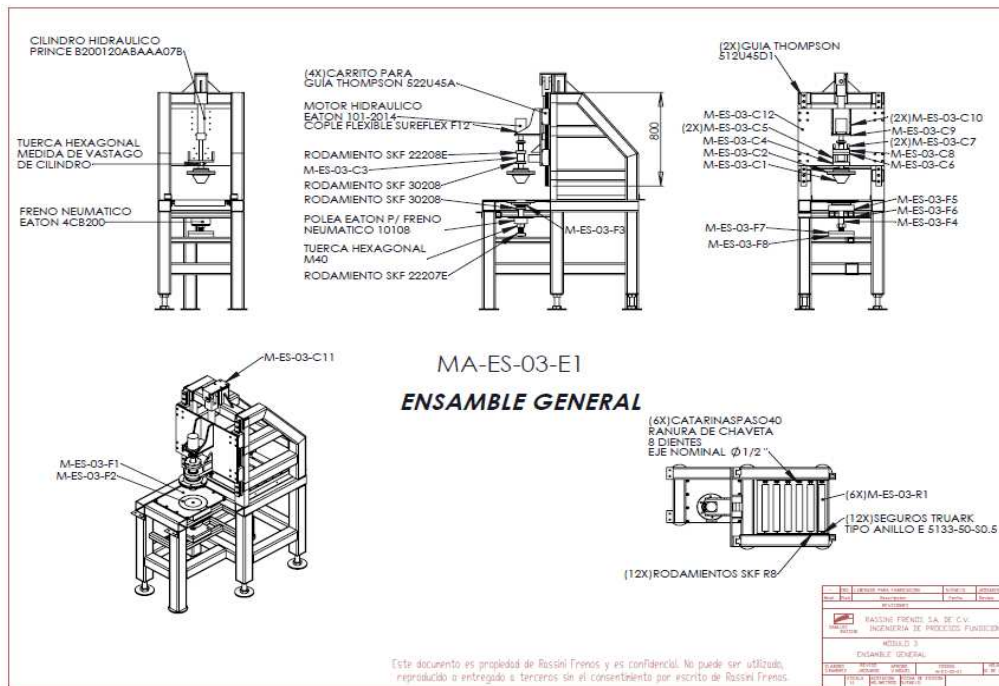


Figura 5.2 Plano de fabricación ensamble general

En las figuras 5.3 y 5.4 se observa los planos de la estructura del cabezal.

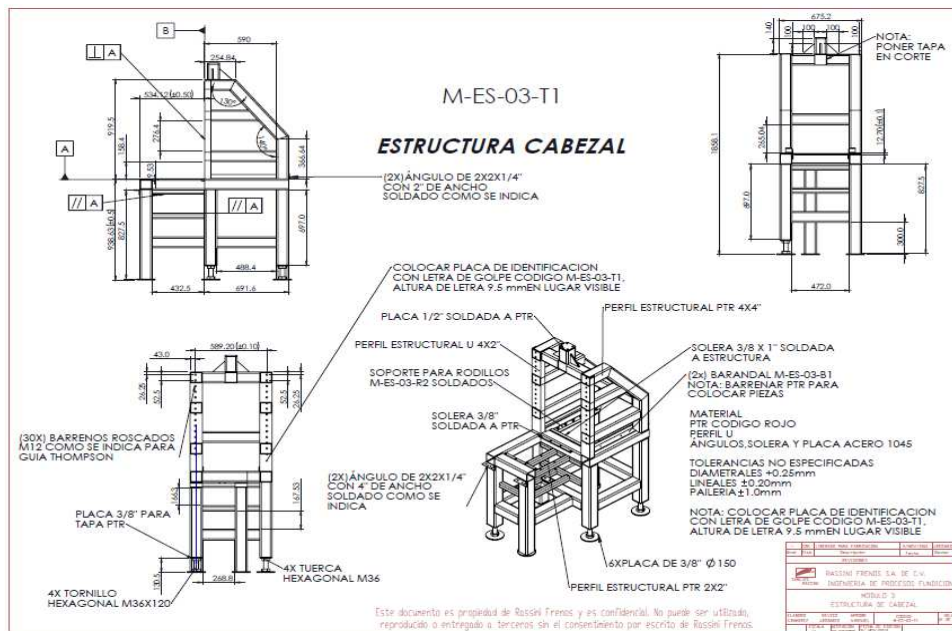


Figura 5.3 Plano de fabricación estructura del cabezal

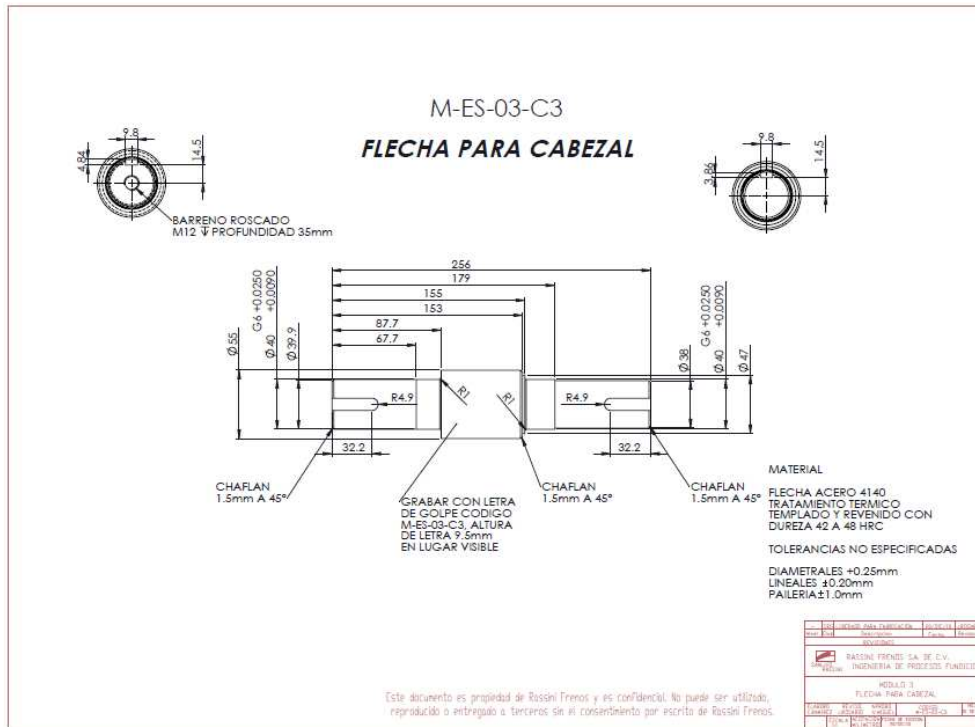


Figura 5.6 Plano de fabricación eje del contrapunto

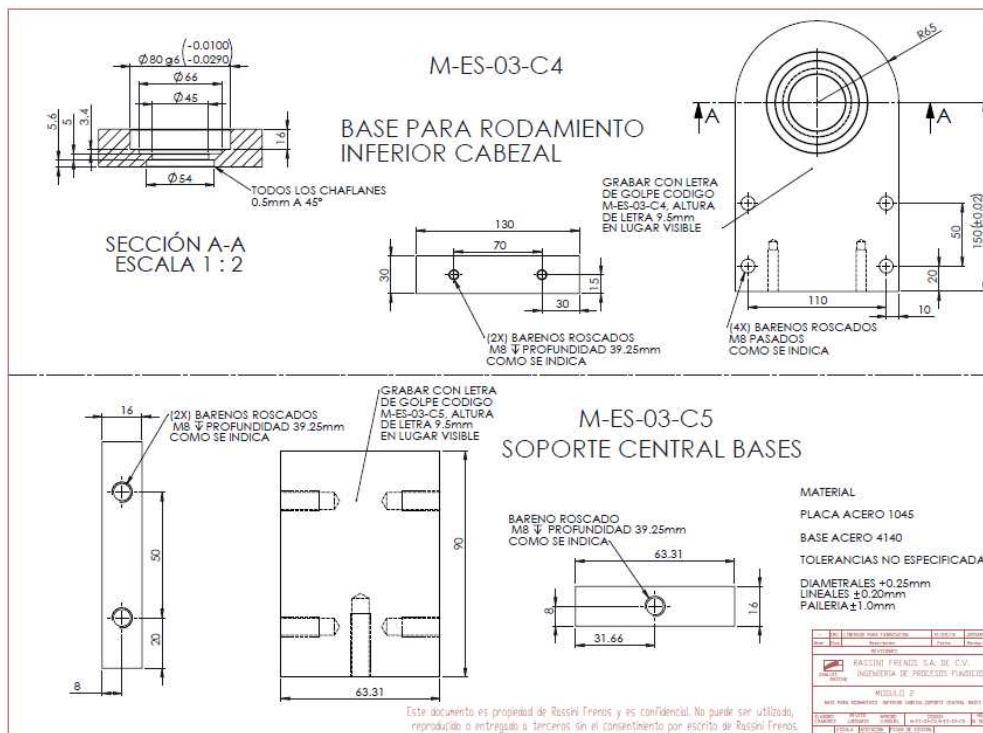


Figura 5.7 Plano de fabricación base de rodamiento y soporte

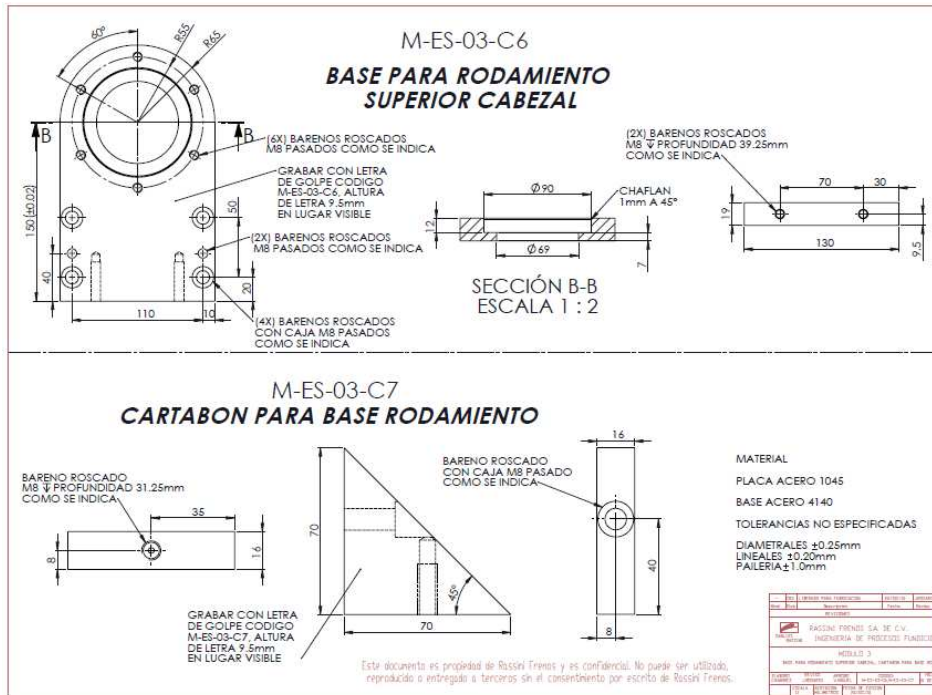


Figura 5.8 Plano de fabricación base de rodamiento y cartabon

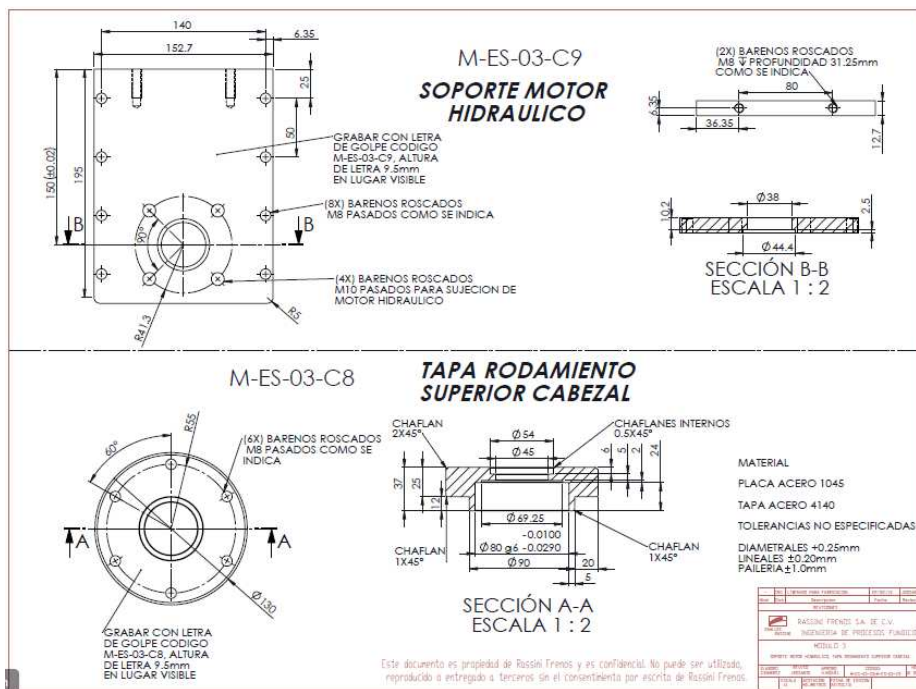


Figura 5.9 Plano de fabricación soporte motor y tapa de rodamiento

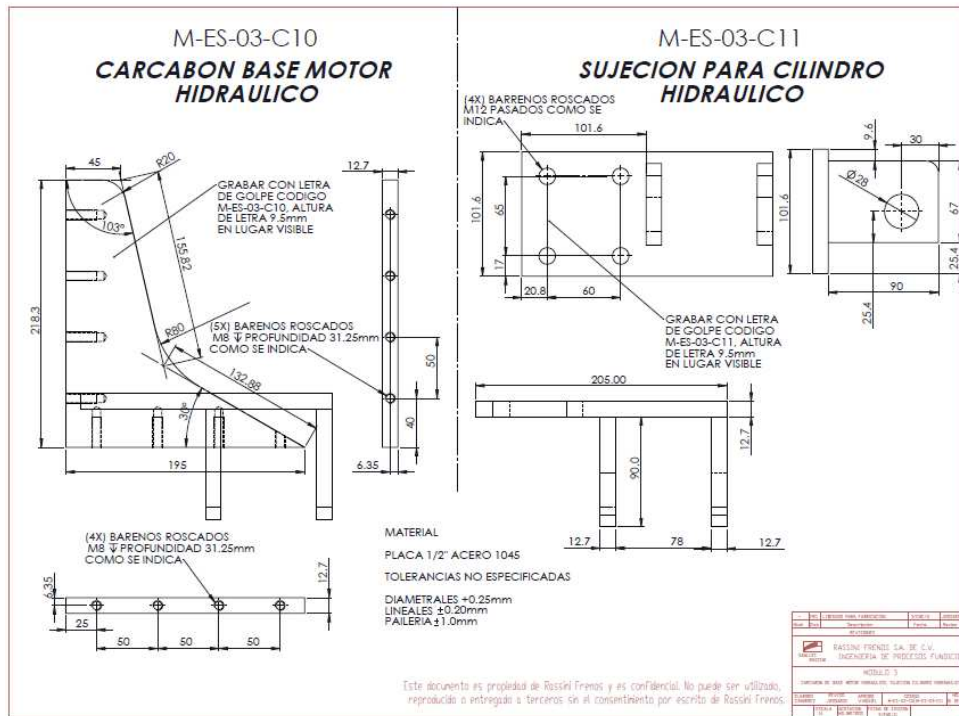


Figura 5.10 Plano de fabricación cartabón motor hidráulico y sujeción cilindro

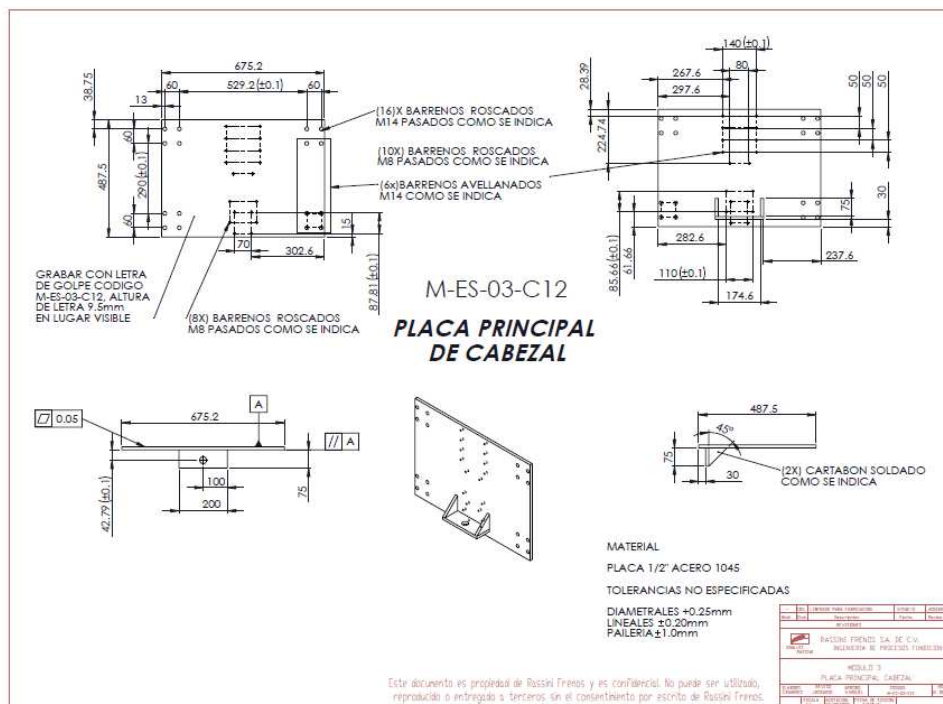


Figura 5.11 Plano de fabricación placa principal cabezal

El siguiente conjunto de planos corresponde al apartado del plato giratorio.

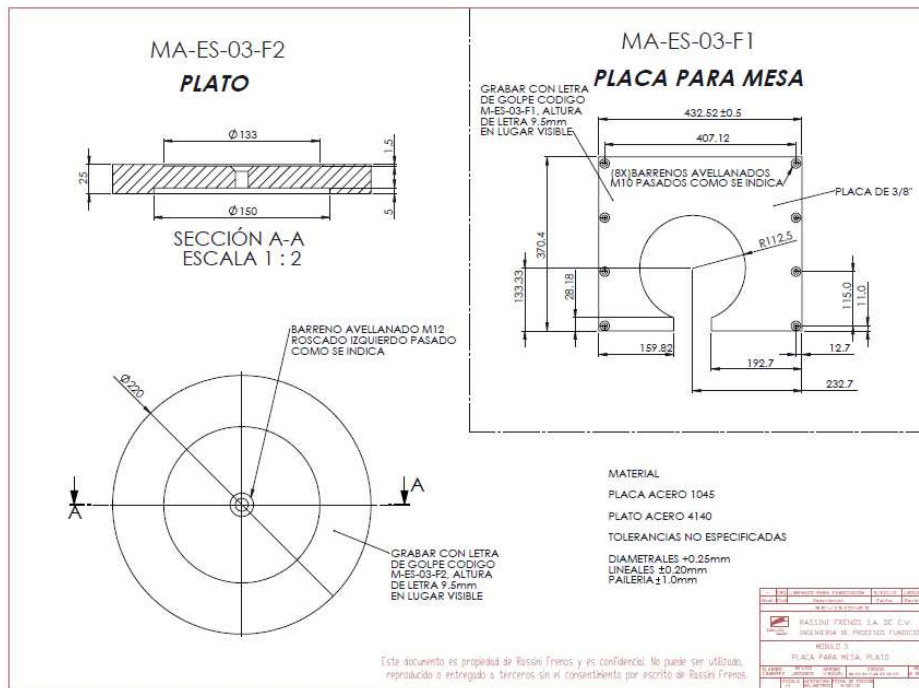


Figura 5.12 Plano de fabricación plato giratorio y placa para mesa

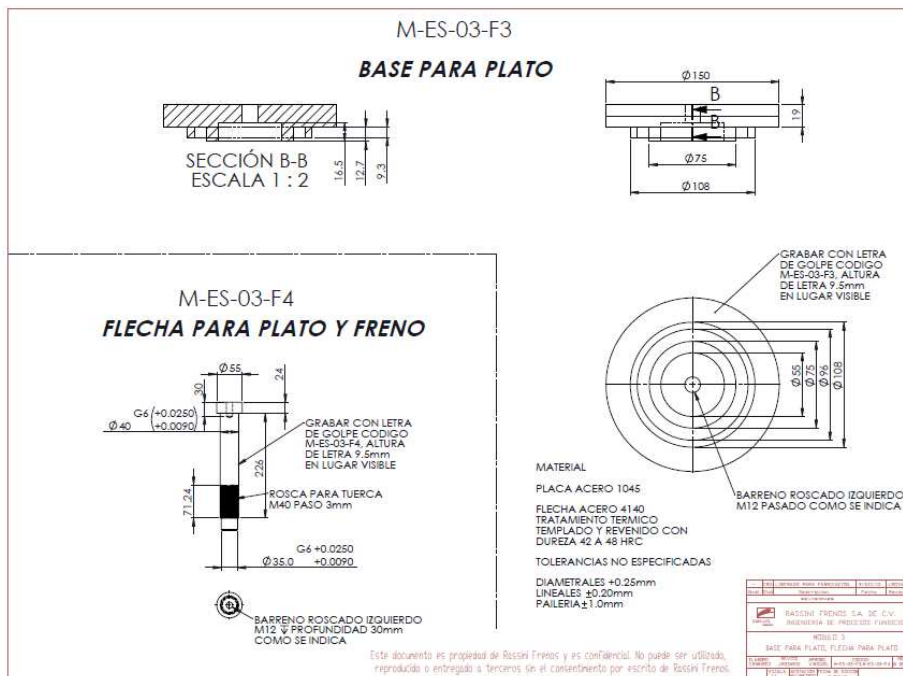


Figura 5.13 Plano de fabricación base del plato y eje para plato y freno

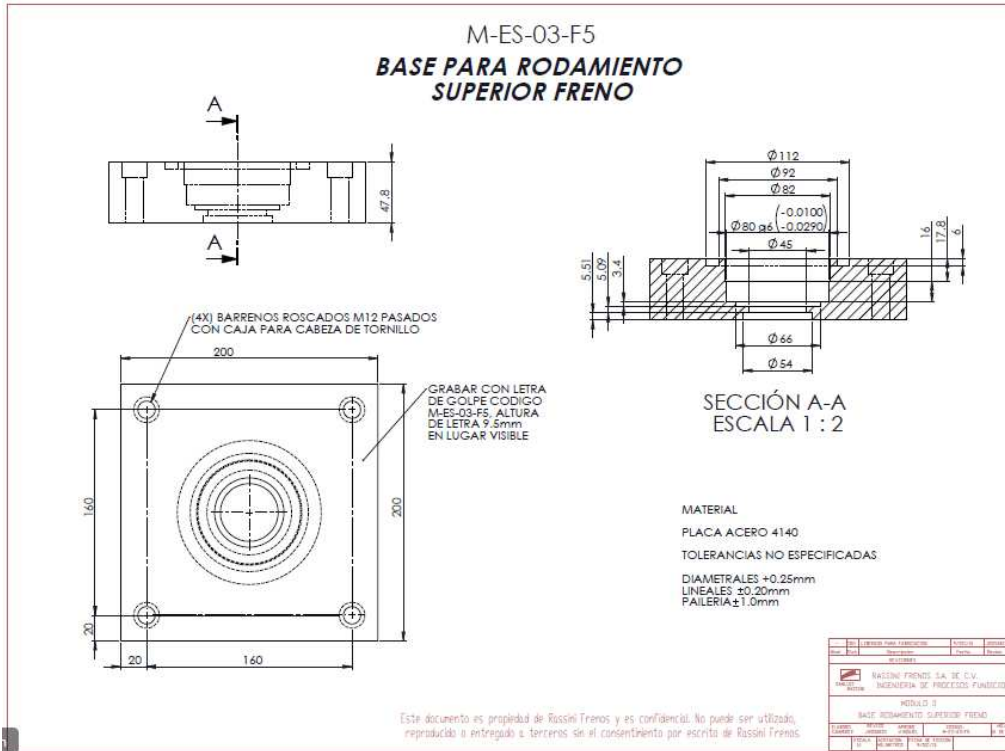


Figura 5.14 Plano de fabricación base para rodamiento

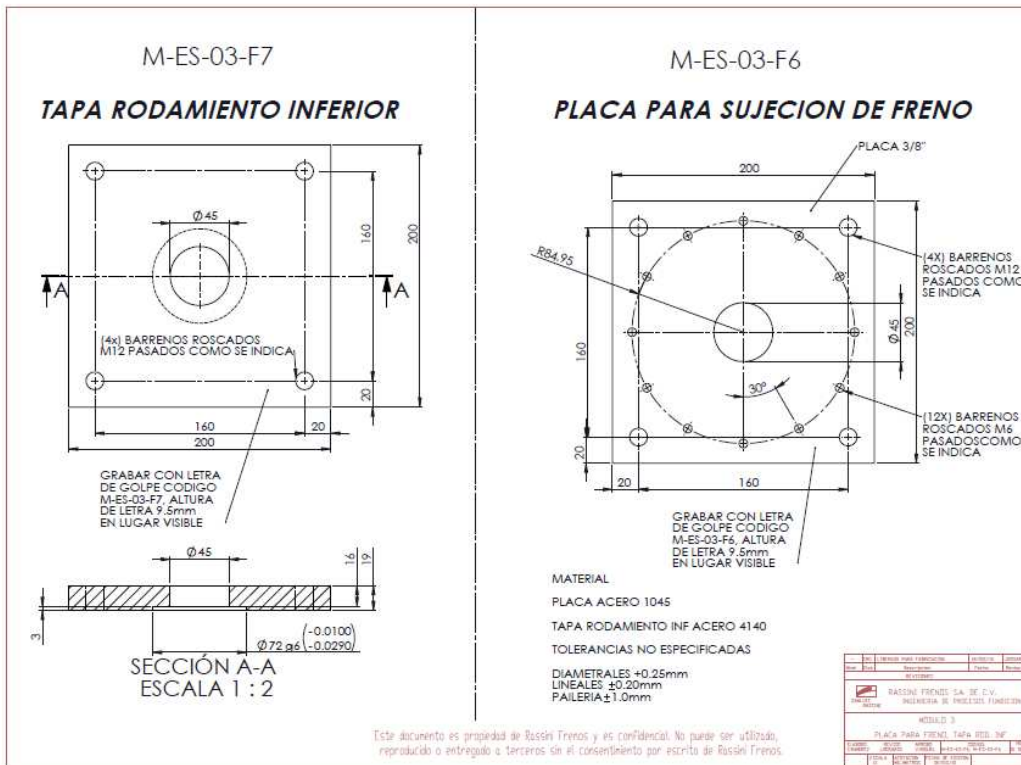


Figura 5.15 Plano de fabricación placas para rodamiento

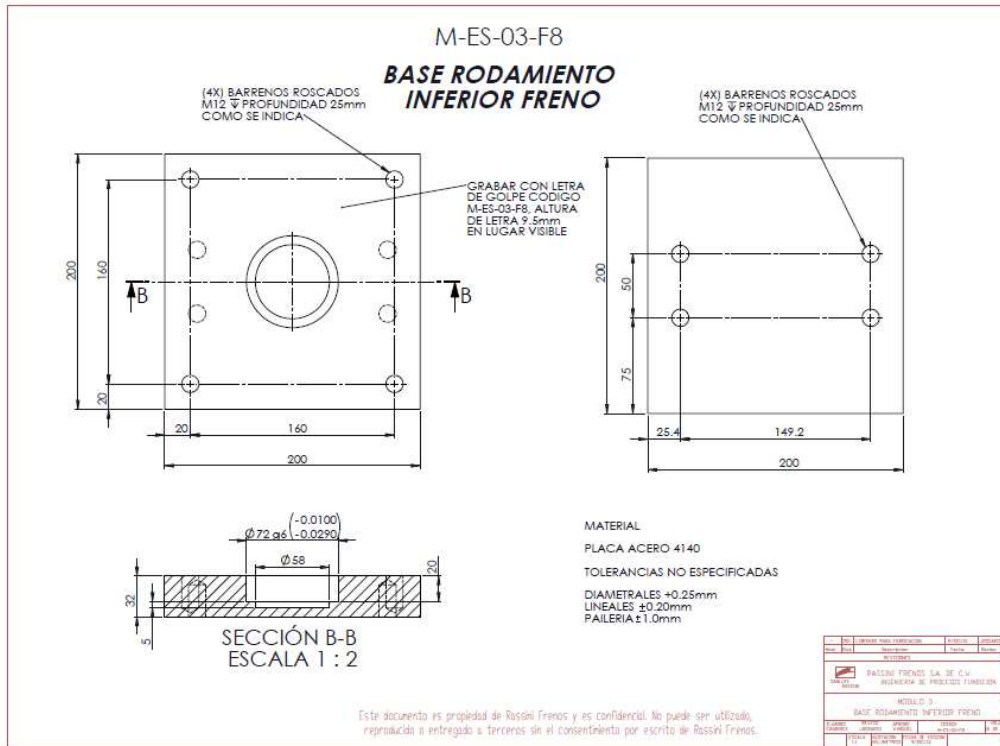


Figura 5.16 Plano de fabricación base de rodamiento

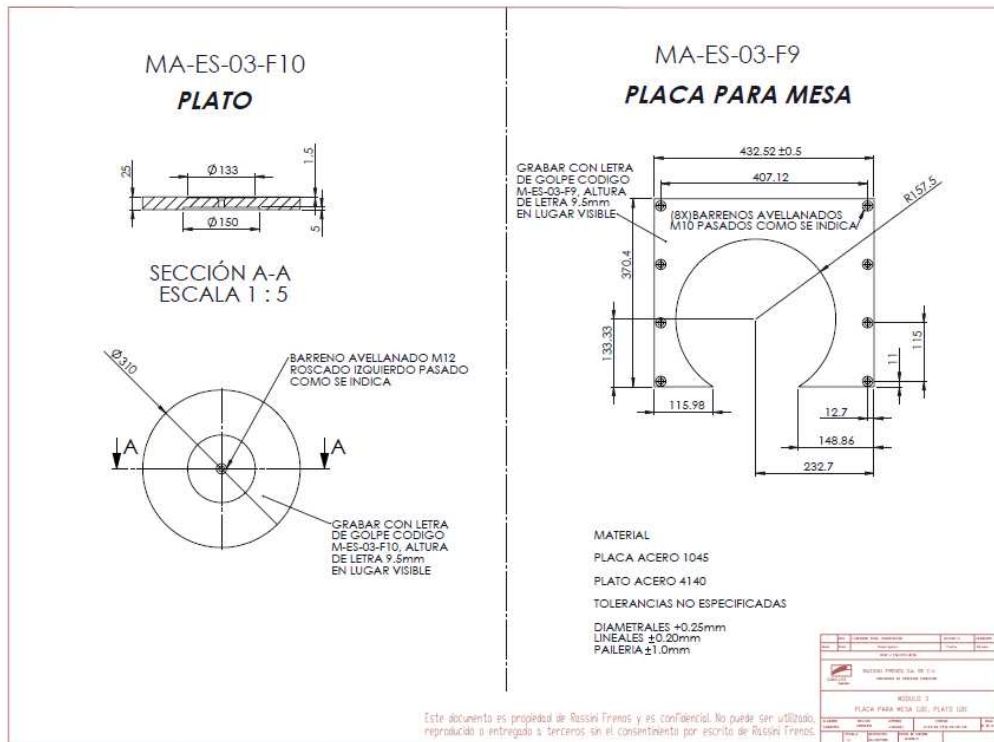


Figura 5.17 Plano de fabricación plato chico y placa para mesa

Los siguientes planos pertenecen a los rodillos de la banda de rodillos.

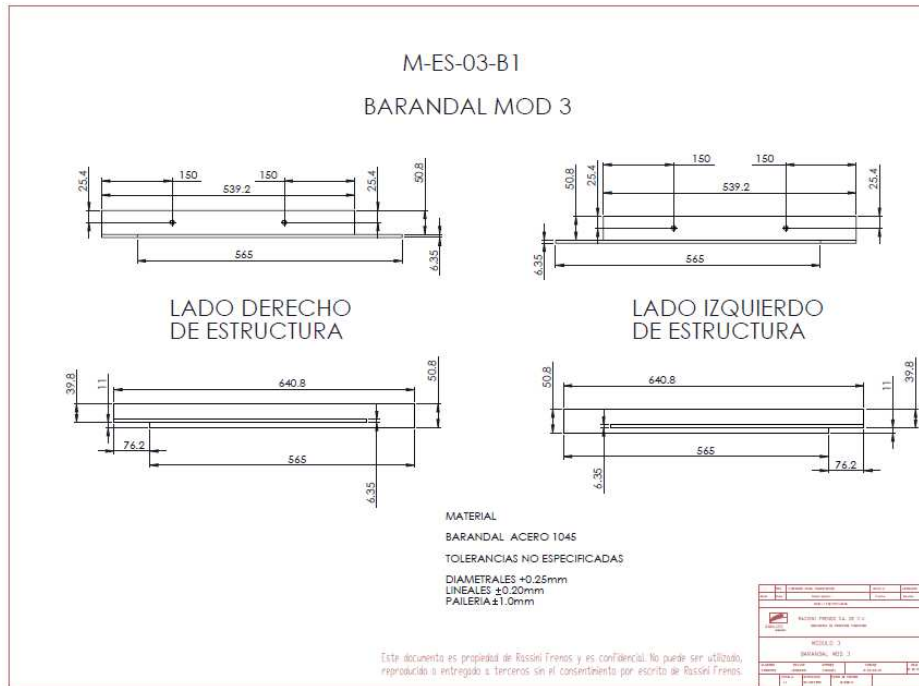


Figura 5.18 Plano de fabricación barandal rodillos

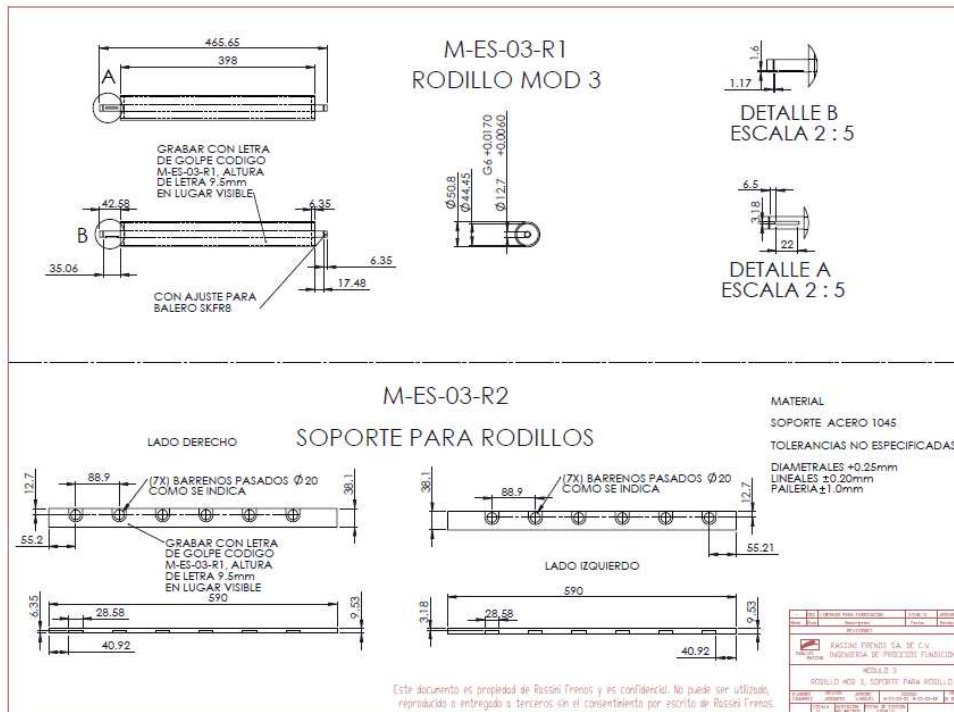


Figura 5.19 Plano de fabricación rodillo y soporte de rodillo

El conjunto de planos que a continuación se muestran pertenecen a la esquina de salida motorizada.

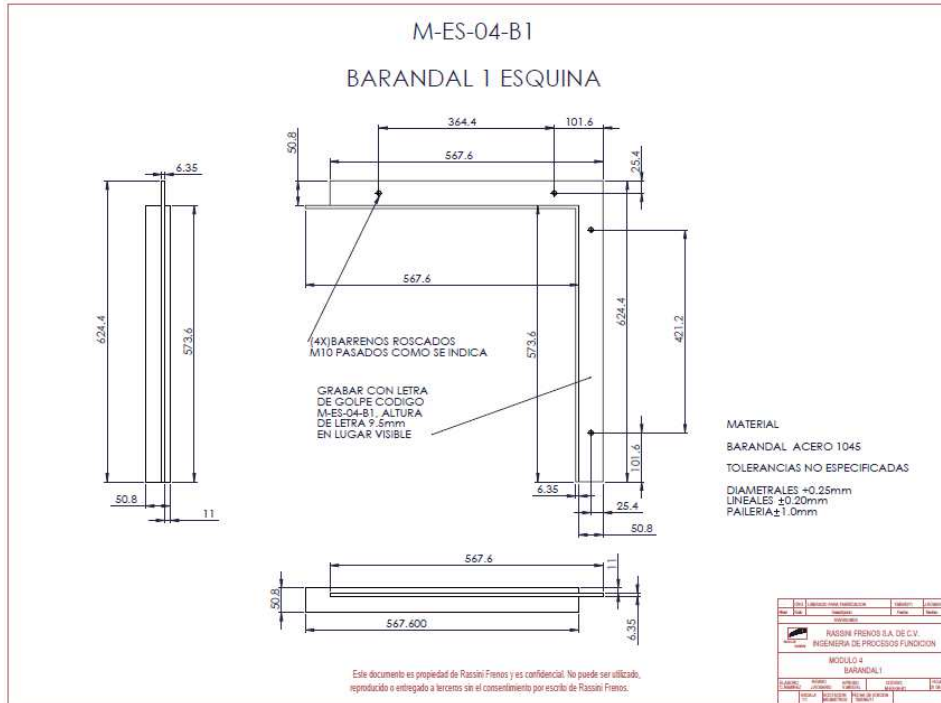


Figura 5.20 Plano de fabricación barandal 1 esquina

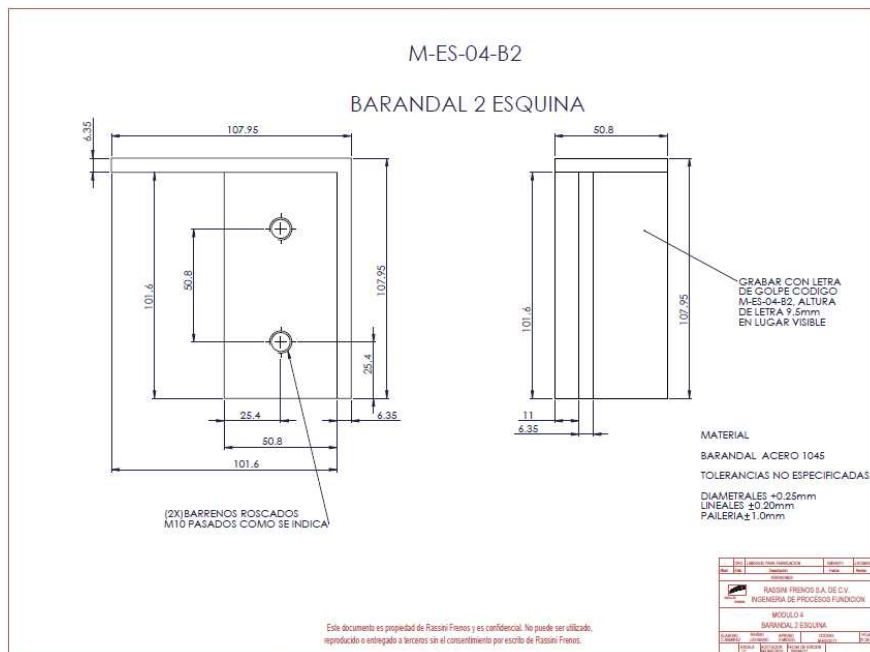


Figura 5.21 Plano de fabricación barandal esquina

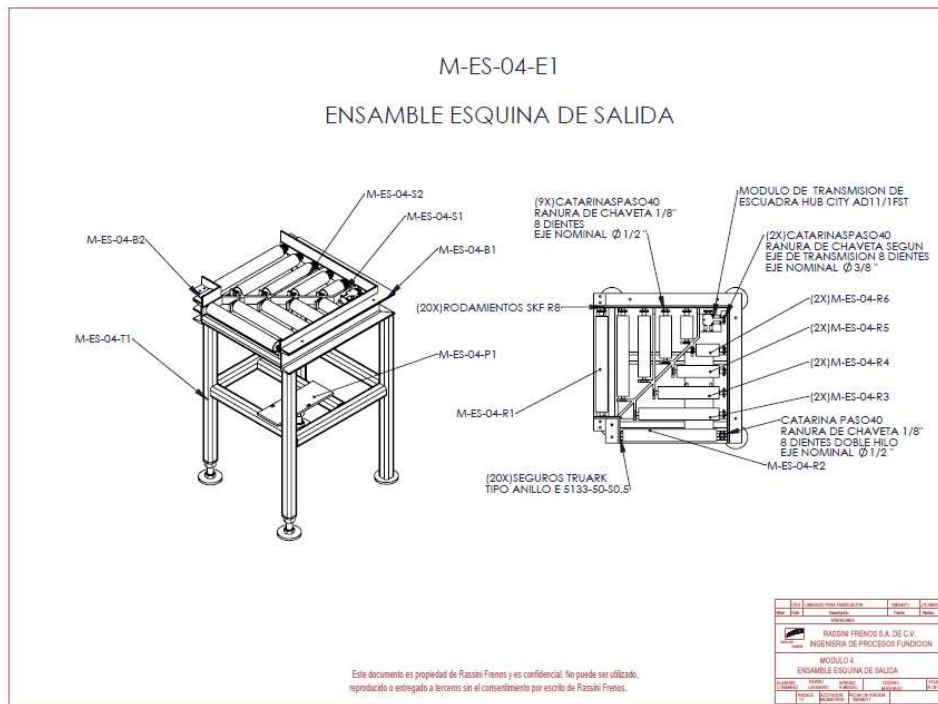


Figura 5.22 Plano de fabricación ensamble final de esquina de salida

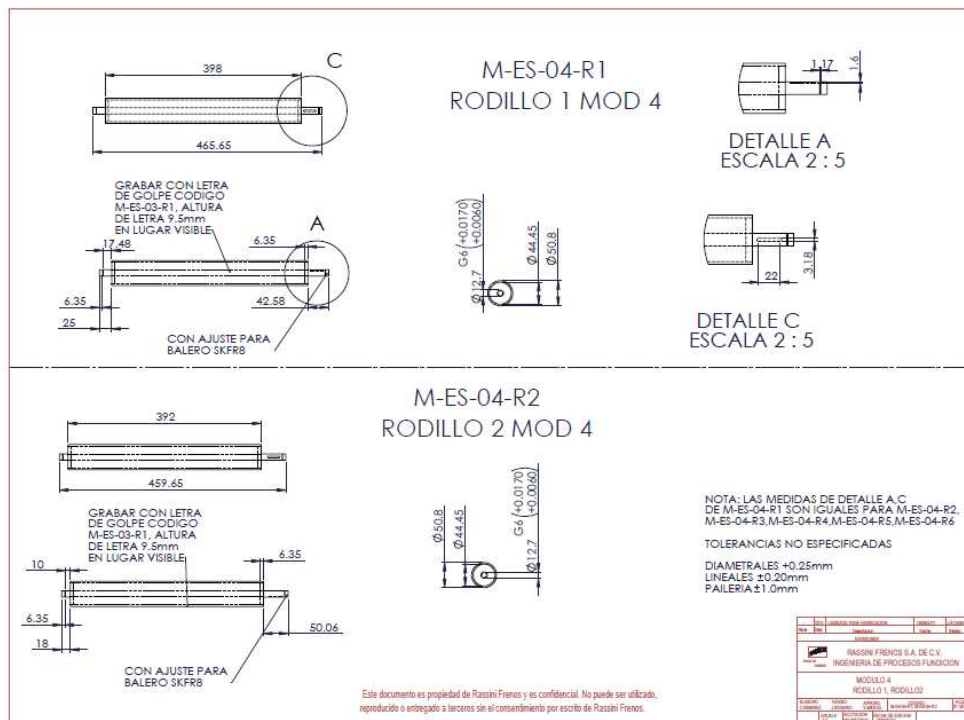


Figura 5.23 Plano de fabricación rodillos 1 y 2

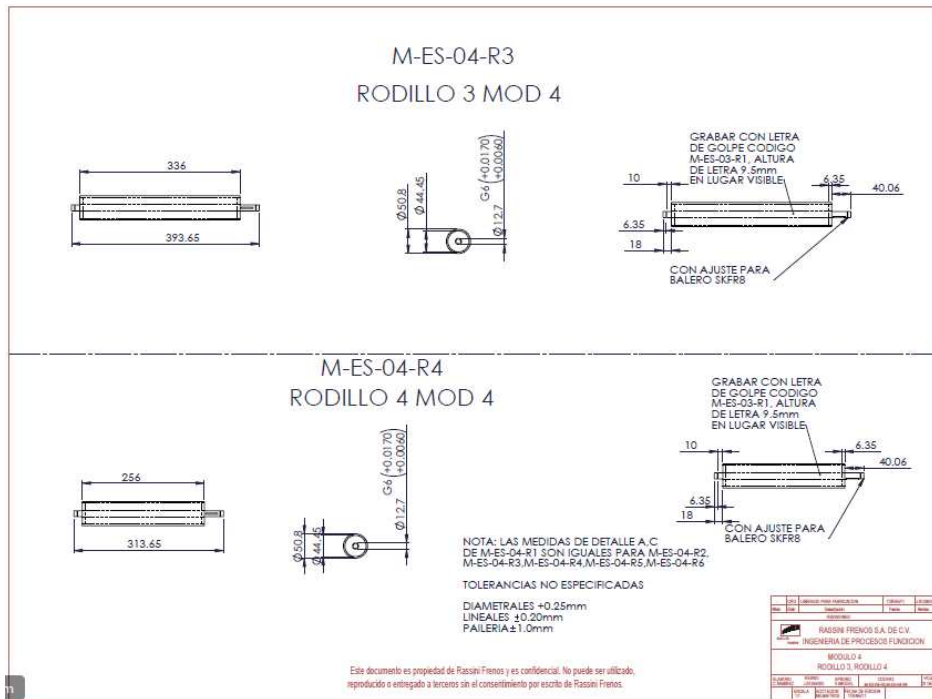


Figura 5.24 Plano de fabricación rodillos 3 y 4

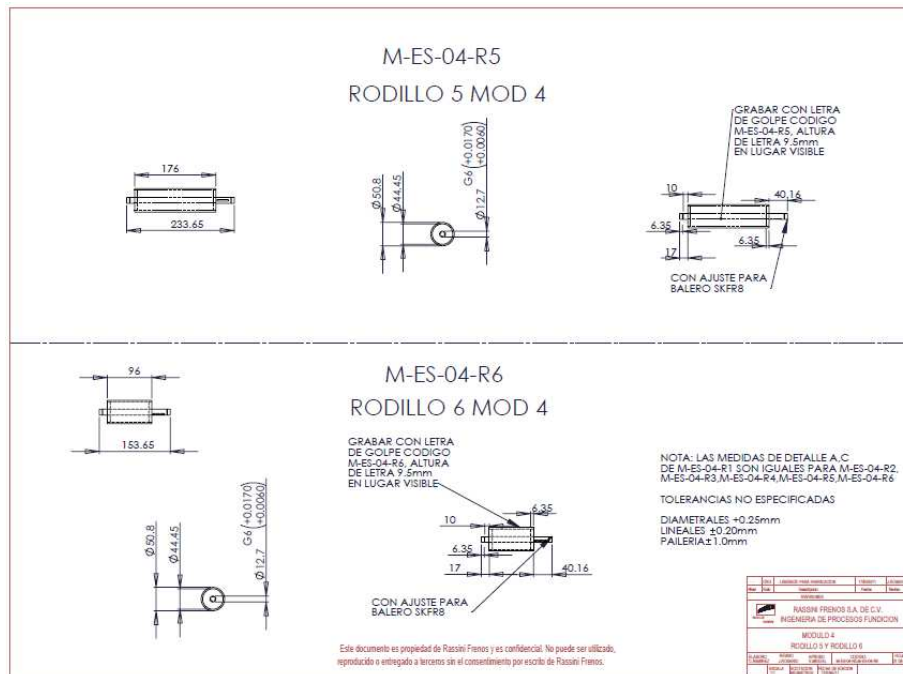


Figura 5.25 Plano de fabricación rodillos 5 y 6

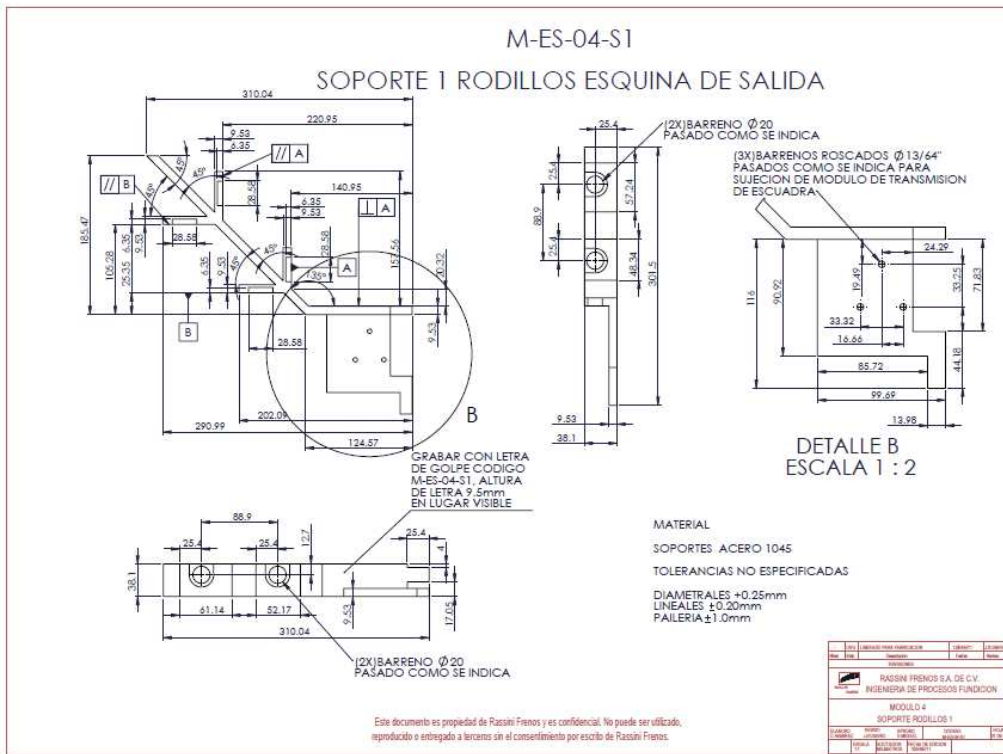


Figura 5.26 Plano de fabricación soporte 1 para rodillos

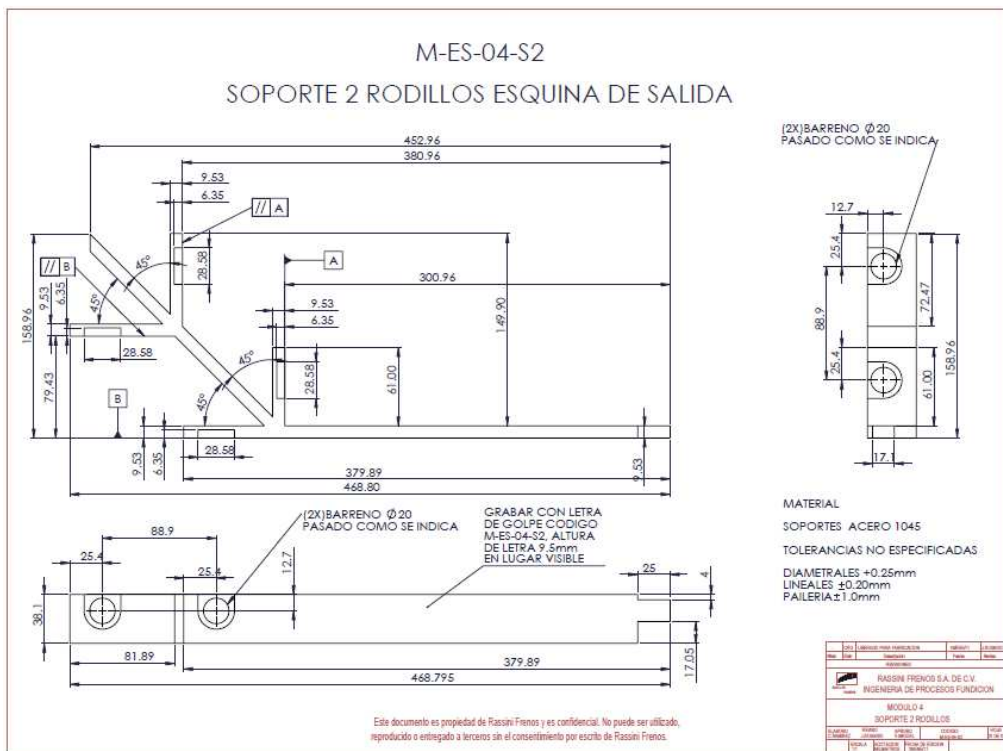


Figura 5.27 Plano de fabricación soporte 2 para rodillos

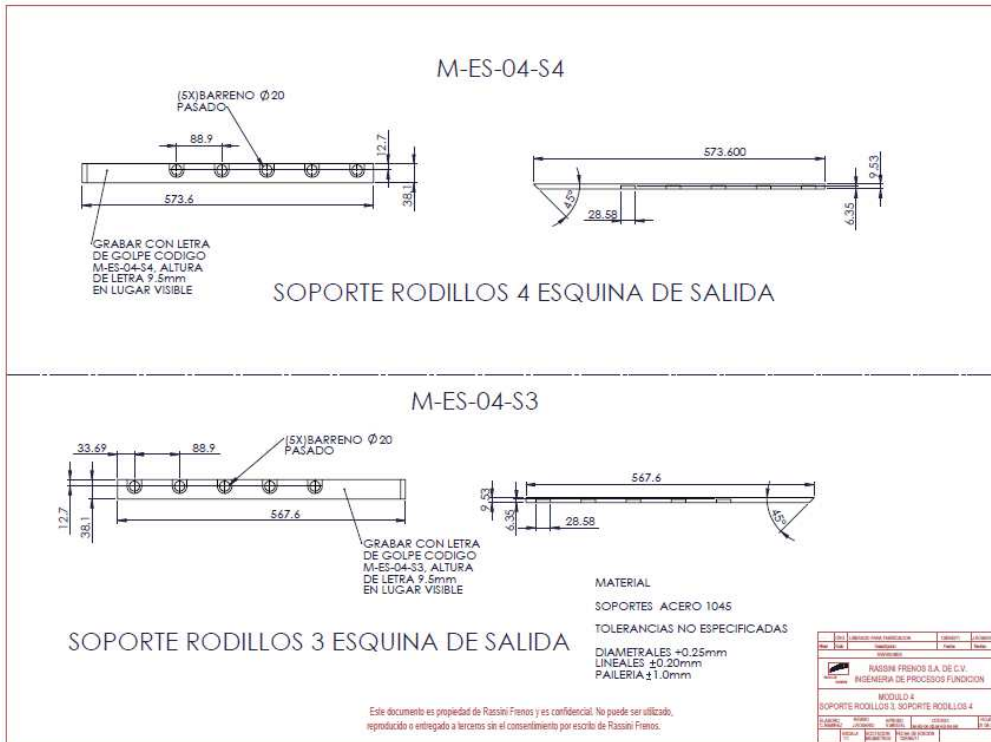


Figura 5.28 Plano de fabricación soporte 3 y 4 para rodillos

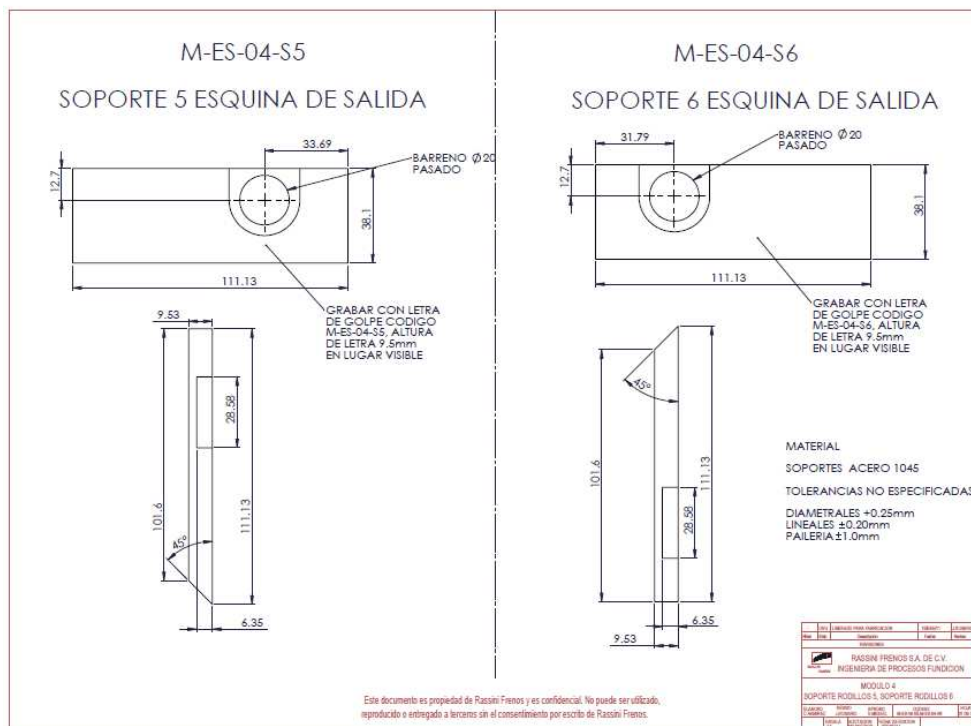


Figura 5.29 Plano de fabricación soporte 5 y 6 para rodillos

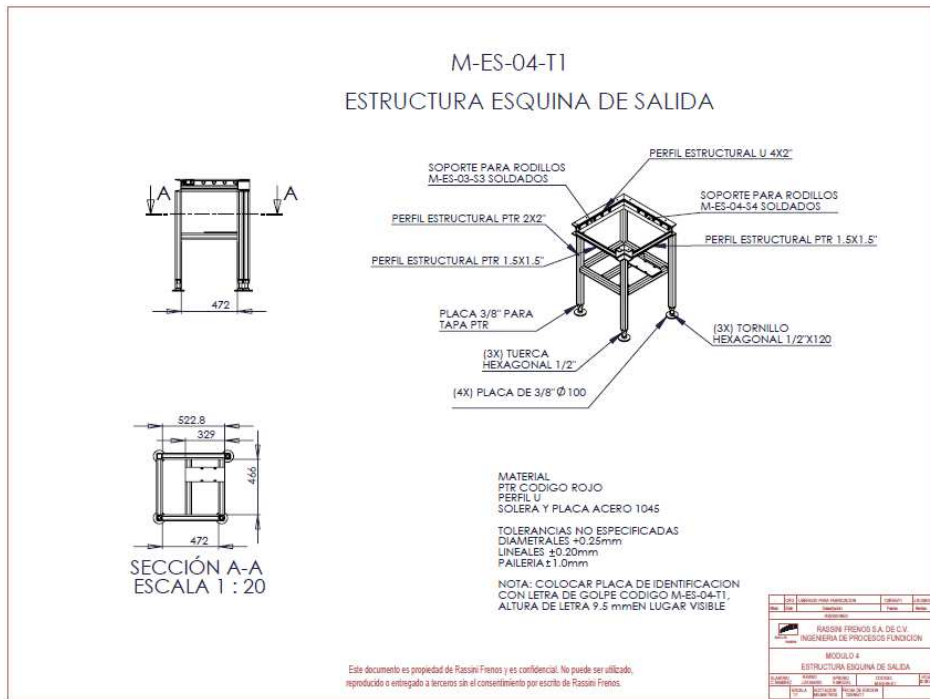


Figura 5.30 Plano de fabricación estructura de esquina

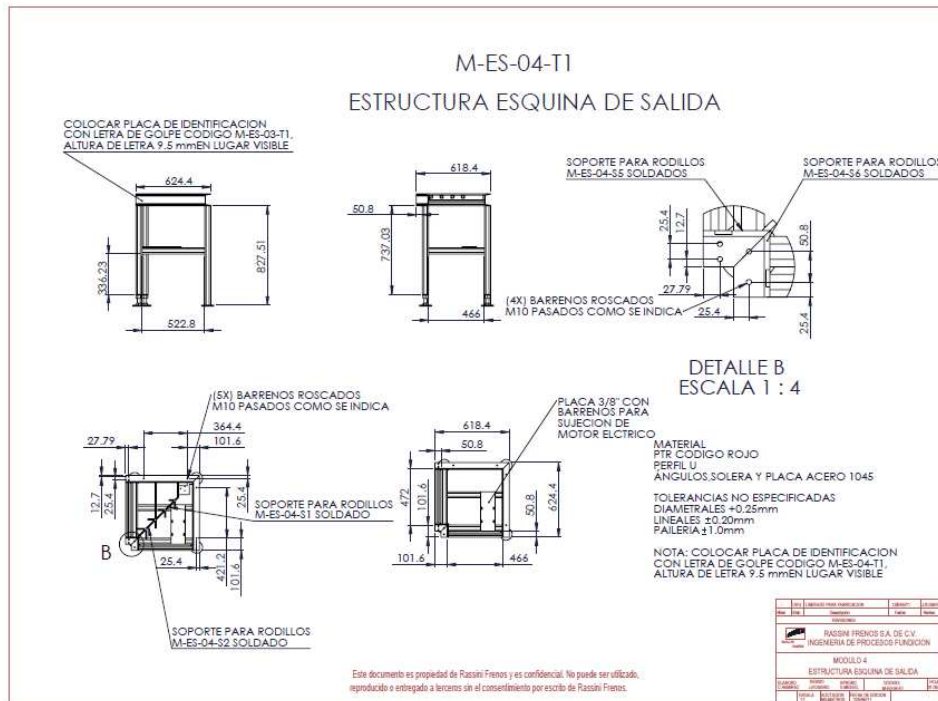


Figura 5.31 Plano de fabricación estructura de esquina

Todos los originales de los planos de fabricación se encuentran guardados en la empresa Rassini frenos, para una posible retroalimentación y cambio de piezas.

5.2 CONCLUSION

Con el trabajo terminado nos podemos dar cuenta que la mejora de procesos en la industria va en crecimiento, ya que es una necesidad que se tiene por la demanda de la producción que también va en aumento y como consecuencia la reducción de tiempos en cada proceso, además que al mejorar el proceso se suprime el desgaste físico que tiene un operador al realizarlo de forma manual, en el caso del centro de esmerilado automatizado, se cumplen con todos los puntos antes mencionados, además que se cumplen todos los objetivos planteados en el capítulo uno de este trabajo de tesina. Para la empresa Rassini frenos se ha llegado a una solución a la problemática que se tenía, de tener un proceso que se realizaba de forma manual, que era tanto peligroso como desgastante.

La necesidad de los recién egresados de una carrera de ingeniería, de ingresar al ámbito laboral es más complicado si no se cuenta con experiencia laboral, este tipo de proyectos ayuda a los estudiantes a obtener la experiencia que se necesita, además que impulsa al estudiante a trazarse nuevos retos en el ámbito profesional y a demostrar todas las capacidades desarrolladas durante su formación como ingeniero, en este caso en específico, el centro de esmerilado fue un reto para el estudiante, al enfrentarse a una problemática real dentro de la industria y al llegar a una solución a la problemática, se demuestra que se tiene todo lo necesario para seguir afrontando nuevos retos y nuevas experiencias en el ámbito laboral y aumentando cada vez más el desarrollo profesional del mismo.

El diseño final del módulo del cabezal del centro de esmerilado, cumple con todos los objetivos y las necesidades planteadas inicialmente en esta tesina, demostrando con simulaciones que el proceso se realizará conforme a lo esperado inicialmente, además que abarca desde el diseño en 3D del módulo en el programa SolidWorks, los planos 2D necesarios para la fabricación del mismo y la simulación del comportamiento del proceso dentro del módulo.

Bibliografía

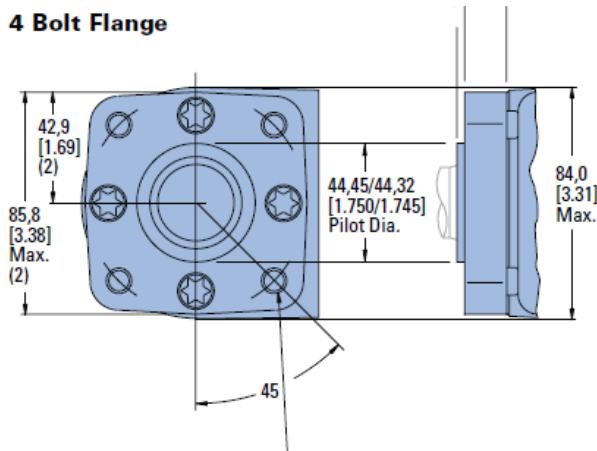
- Acero 1045*. (26 de marzo de 2015). Obtenido de <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>
- Acero 4140*. (26 de Marzo de 2015). Obtenido de <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%204140.pdf>
- Acero estructural PTR*. (9 de Agosto de 2015). Obtenido de <http://www.estructurascoesa.com.mx/PERFILES/PERFIL%20PTR.pdf>
- Acero O1*. (26 de Marzo de 2015). Obtenido de <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20O1.pdf>
- Clas. Aceros*. (25 de Marzo de 2015). Obtenido de <http://www.ingemecanica.com/aceros/aceros01.html>
- Clasificación de aceros*. (23 de Marzo de 2015). Obtenido de <http://www.tegmetal.com/CLASIFICACION%20AISI.pdf>
- Cromer, A. (2006). *Física en la ciencia y en la industria*. Reverte.
- Deutschman, A. D. (1987). *Diseño de Máquinas, Teoría y Práctica*. México: Compañía Editorial Continental.
- Diseño asistido por computadora*. (8 de Marzo de 2015). Obtenido de <http://www.larevistainformatica.com/DISENO-ASISTIDO-COMPUTADORA.HTML>
- Dureza Rockwell*. (12 de Marzo de 2015). Obtenido de <http://www.utp.edu.co/~gcalles/DUREZAROCKWELL.pdf>
- Garlich, H. (2006). *Alrededor de las Maquinas Herramientas*. Reverte.
- GD&T*. (11 de Marzo de 2015). Obtenido de <http://mantenim.files.wordpress.com/2007/11/toleranciascim2.pdf>
- Motion, T. L. (2008). *Profile Rail Linear Guides*. USA.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Mexico: Pearson Education.
- Norton, R. L. (2000). *Diseño de Máquinas*. México: Prentice Hall.
- Perfil U y Perfil L*. (10 de Agosto de 2015). Obtenido de <http://es.sun-inox.com/planchas-y-perfiles>
- Schey, J. A. (2002). *Procesos de manufactura*. México: Mc Graw Hill.

Tolerancias geométricas y dimensionales. (10 de Marzo de 2015). Obtenido de <http://www.monografias.com/trabajos75/tolerancias-geometricas-dimensionales-gdt/tolerancias-geometricas-dimensionales-gdt.shtml>

ANEXOS

1. Motor hidráulico EATON 101-2014

4 Bolt Flange



3/8-16 UNC (15,2 [.60] Max. Bolt Thread Engagement) Mounting Holes (4) Equally Spaced on 82,6 [3.25] Dia. Bolt Circle or M10 x 1,5 (15,2 [.60] Max. Bolt Thread Engagement) Mounting Holes (4) Equally Spaced on 82,6 [3.25] Dia. Bolt Circle

2 and 4 Bolt Flange

Displacement cm ³ /r [in ³ /r]	X mm [inch]	Y mm [inch]	YY mm [inch]
36 [2.2]	6,4 [.25]	132,1 [5.20]	138,5 [5.45]
46 [2.8]	6,4 [.25]	132,1 [5.20]	138,5 [5.45]
59 [3.6]	10,2 [.40]	135,9 [5.35]	142,3 [5.60]
74 [4.5]	10,2 [.40]	135,9 [5.35]	142,3 [5.60]
97 [5.9]	13,2 [.52]	139,0 [5.47]	145,3 [5.72]
120 [7.3]	16,5 [.65]	142,3 [5.60]	148,6 [5.85]
146 [8.9]	20,1 [.79]	145,8 [5.74]	152,2 [5.99]
159 [9.7]	21,9 [.86]	147,6 [5.81]	154,0 [6.06]
185 [11.3]	25,4 [1.00]	151,2 [5.95]	157,5 [6.20]
231 [14.1]	31,8 [1.25]	157,5 [6.20]	
293 [17.9]	40,4 [1.59]	166,2 [6.54]	
370 [22.6]	50,8 [2.00]	176,6 [6.95]	
739 [45.1]	101,6 [4.00]	227,4 [8.95]	

4 Bolt Flange

101-1834

Shaft	Port Size	Displ. cm ³ /r [in ³ /r] / Product Number												
		36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	740 [45.0]
1 in. Straight w/ Woodruff Key O-Ring	7/8-14 O-Ring	101-1749	-1009	-1750	-1010	-1011	-1751	-1752	-1012	-1013	-1014	-1015	-1016	—
	1/2 NPTF	101-1753	-1001	-1754	-1002	-1003	-1755	-1756	-1004	-1005	-1006	-1007	-1008	—
	Manifold*	101-1757	-1017	-1758	-1018	-1019	-1759	-1760	-1020	-1021	-1022	-1023	-1024	—
1 in. SAE 6B Splined	7/8-14 O-Ring	101-1761	-1057	-1762	-1058	-1059	-1872	-1763	-1060	-1061	-1062	-1063	-1064	—
	1/2 NPTF	101-1764	-1049	-1765	-1050	-1051	-1766	-1767	-1052	-1053	-1054	-1055	-1056	—
	Manifold*	101-1768	-1065	-1769	-1066	-1067	-1770	-1771	-1068	-1069	-1070	-1071	-1072	—
1 in. Straight w/ .31 Dia. Crosshole	7/8-14 O-Ring	101-1835	-1836	-1837	-1838	-1839	-1840	-1841	-1842	—	—	—	—	—
	1/2 NPTF	101-1843	-1497	-1844	-1449	-1352	-1845	-1846	-1847	—	—	—	—	—
	Manifold*	101-1848	-1466	-1849	-1459	-1850	-1851	-1852	-1853	—	—	—	—	—
1 in. Straight w/ .40 Dia. Crosshole	7/8-14 O-Ring	101-1854	-1311	-1855	-1856	-1857	-1858	-1859	-1860	—	—	—	—	—
	1/2 NPTF	101-1861	-1313	-1862	-1312	-1314	-1863	-1864	-1315	—	—	—	—	—
	Manifold*	101-1865	-1305	-1866	-1306	-1307	-1867	-1868	-1869	—	—	—	—	—

101-1868

4 Bolt Flange with Corrosion Protection

Shaft	Port Size	Displ. cm ³ /r [in ³ /r] / Product Number												
		36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	740 [45.0]
1 in. Straight w/ Woodruff Key	1/2 NPTF	101-2032	-2014	-2093	-2027	-2013	-2094	-2095	-2015	-2028	-2029	-2030	-2031	—
	Manifold*		-2067							-2068	-2069			

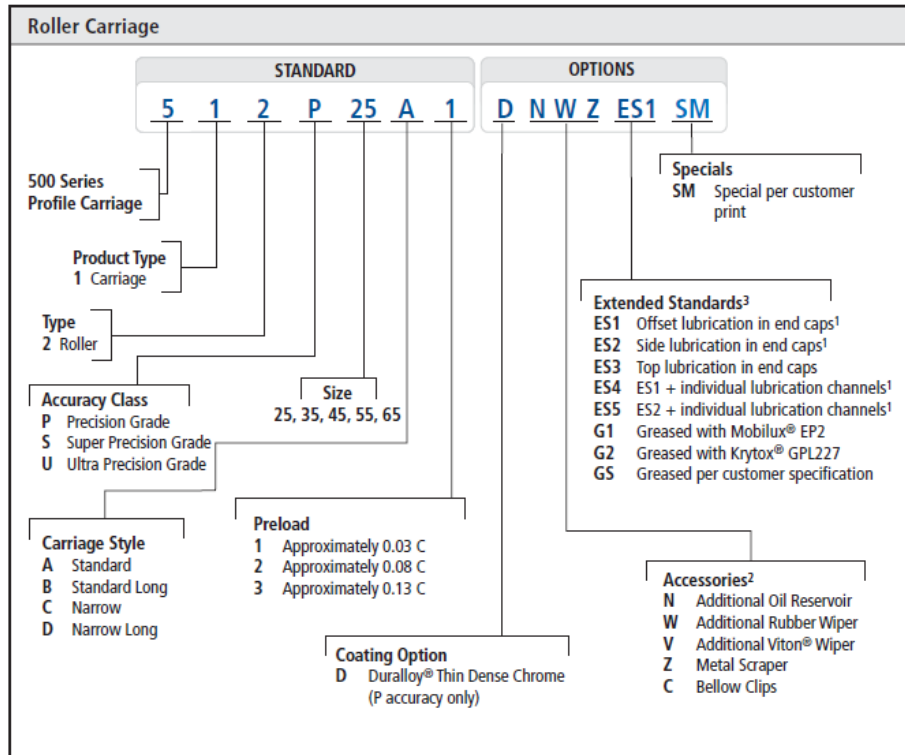
*Manifold product numbers shown are for motors with four 5/16-18 port face mounting threads. Manifold mounting O-Rings and bolts are NOT included.

For H Series Motors with a configuration Not Shown in the charts above: Use the model code system on page B-2-11 to specify the product in detail.

Fuente: catálogo de motores hidráulicos EATON serie 101

2. Guías THOMSON 512U45D1

2.1 Cuadro de nomenclatura de carrito



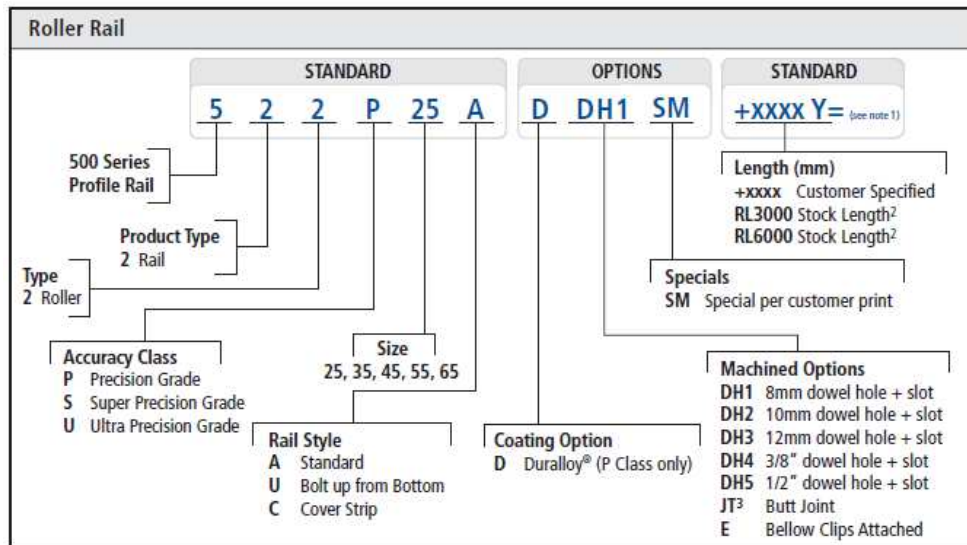
Fuente: catálogo de guías lineales THOMSON

2.2 Cuadro de modelos de carrito

Narrow Long Carriage	D		25	P	512P25D1	512P25D2	512P25D3	522P25A	6000
				S	512S25D1	512S25D2	512S25D3	522S25A	
				U	512U25D1	512U25D2	512U25D3	522U25A	
			35	P	512P35D1	512P35D2	512S35D3	522P35A	6000
				S	512S35D1	512S35D2	512S35D3	522S35A	
				U	512U35D1	512U35D2	512U35D3	522U35A	
			45	P	512P45D1	512P45D2	512P45D3	522P45A	6000
				S	512S45D1	512S45D2	512S45D3	522S45A	
				U	512U45D1	512U45D2	512U45D3	522U45A	
			55	P	512P55D1	512P55D2	512P55D3	522P55A	6000
				S	512S55D1	512S55D2	512S55D3	522S55A	
				U	512U55D1	512U55D2	512U55D3	522U55A	
			65	P	512P65D1	512P65D2	512P65D3	522P65A	6000
				S	512S65D1	512S65D2	512S65D3	522S65A	
				U	512U65D1	512U65D2	512U65D3	522U65A	

Fuente: catálogo de guías lineales THOMSON

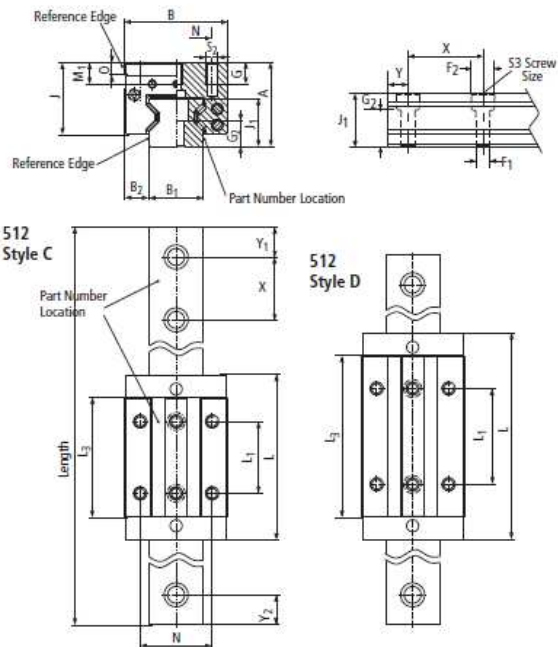
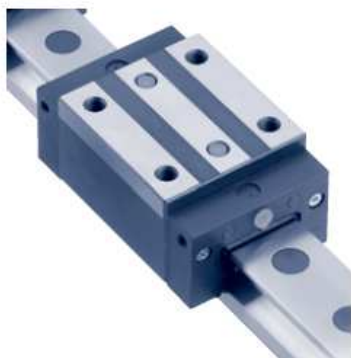
2.3 Cuadro de nomenclatura de guía



Fuente: catálogo de guías lineales THOMSON

2.4 Dibujos de guía y de carrito

512 Style C and D



Fuente: catálogo de guías lineales THOMSON

2.5 Cuadro de medidas de guía y carrito

512 Style D Narrow Long Roller

Size	Dimensions (mm)						L	L ₁	L ₃	X	N	S ₂	S ₃	F ₁	F ₂	Roller				
	A	B	B ₁ * +0.05	B ₂	J	J ₁										Ø	G	G ₂	M ₁	O
25	40	48	23	12.5	33.5	24.5	103.4	50	79.4	30	35	M6	M6	7	11	3.2	9	13	9.5	7.5
35	55	70	34	18	47	32	136	72	103	40	50	M8	M8	9	15	4.5	12	15	14	8
45	70	86	45	20.5	60	40	172.5	80	135	52.5	60	M10	M12	14	20	5	18	21	18	10
55	80	100	53	23.5	67	48	205.5	95	162	60	75	M12	M14	16	24	6	19	26	19	12
65	90	126	63	31.5	76	58	251	120	201	75	76	M16	M16	18	26	7	20	32	13	15

Fuente: catálogo de guías lineales THOMSON

3. Cilindro hidráulico PRINCE B200120ABAAA07B

FEATURES:

- Honed tubing
- Heavy duty, high strength tie-rods
- Induction hardened piston rods plated with RoyalPlate Plus® (piston rods on 2" bore not hardened)
- Ductile iron piston, butt, gland & clevis
- Urethane u-cup & metal encased wiper 2 1/2" bore & larger models
- Crown seal on piston
- Pins & cotter pins (Hardened pins on 4", 4 1/2" & 5" models)
- Standard color is gloss black
- Stroke control may be installed on 8" strokes (2" - 3.5" bore, A models only)
- Side ports available on request
- Nylon bearing ring on 4", 4 1/2" & 5" bore models
- 3000 PSI continuous operating pressure

2 INCH BORE CYLINDERS

New Standard Model No.	Old Standard Model No. 2500 PSI / 3000 PSI	Stroke	Wt	Column Load (lbs)	Retract	Tare Dist. (H)	Standard Dimensions of 2 Inch Bore Cylinders
B200040ABAAA07B	none /SAE-32004	4"	17	9425 lbs	14 ¼	3 ½	Note: 1 1/8" rod diameter Outside Sq. Dim. Butt - 2.875, Gland 2.875 A 3/16" cylinder tube wall thickness B, C SAE 3/4 -16 extend & retract ports D 1.015" clevis pin hole size E, F 1 13/16" base clevis throat depth with 2 3/8" from pin center to port center G 1 13/16" min. clevis throat depth J 1.06" min. distance between ears at pin center line K 13/16" base clevis ear radius L 1 1/8" rod clevis ear radius M 1 1/8" - 12 UNF-3 piston rod clevis thread size N 7/8" piston width O 2 3/16" gland width
B200060ABAAA07B	none /SAE-32006	6"	19	9425 lbs	16 ¼	3 ½	
A200080ABAAA07B	none /SAE-32008	8"	21	9425 lbs	20 ¼	5 ½	
B200100ABAAA07B	none /SAE-32010	10"	22	9425 lbs	20 ¼	3 ½	
B200120ABAAA07B	SAE-9012 /SAE-32012	12"	23	9425 lbs	22 ¼	3 ½	
B200140ABAAA07B	SAE-9014 /SAE-32014	14"	25	9425 lbs	24 ¼	3 ½	
A200160ABAAA07B	SAE-9016 /SAE-32016	16"	28	7630 lbs	31 ½	8 ¾	
B200180ABAAA07B	SAE-9018 /SAE-32018	18"	28	9200 lbs	28 ¼	3 ½	
B200200ABAAA07B	SAE-9020 /SAE-32020	20"	30	7760 lbs	30 ¼	3 ½	
B200240ABAAA07B	SAE-9024 /SAE-32024	24"	33	5730 lbs	34 ¼	3 ½	
B200300ABAAA07B	SAE-9030 /SAE-32030	30"	37	3910 lbs	40 ¼	3 ½	

Fuente: catálogo de cilindro hidráulico PRINCE

4. Motor eléctrico DODGE B483GH71D4

**RIGHT ANGLE HELICAL BEVEL INTEGRAL GEARMOTORS (RHB) - 1750 RPM
60 Hz**

INPUT POWER (HP)	SPEED (RPM)	RATIO	OHL (LBF) (B)	OUTPUT TORQUE (LB-IN)	GEAR STAGE	SERVICE FACTOR (SF)	CATALOG NUMBER
0.33 (CONT.)	242	7.22	620	86	3	6.11	B_383GH71D4
	224	7.82	620	93	3	6.11	
	198	8.85	620	105	3	6.12	
	180	9.72	620	116	3	6.09	
	163	10.72	620	127	3	6.14	
	152	11.50	617	137	3	6.10	
	138	12.65	617	150	3	6.13	
	119	14.69	617	175	3	6.10	
	110	15.91	617	189	3	6.12	
	97	17.99	726	214	3	6.11	
	88	19.78	726	235	3	6.12	
	80	21.81	726	259	3	6.12	
	72	24.16	726	287	3	5.74	
	65	26.90	726	320	3	5.32	
	61	28.72	926	341	3	6.12	
	55	31.59	926	375	3	5.90	
	48	36.69	926	436	3	5.08	
	44	39.73	926	472	3	4.69	
	39	44.94	1150	534	3	4.14	
	35	49.38	1150	587	3	3.77	
	32	54.47	1150	647	3	3.42	
	29	60.33	1150	717	3	3.09	
	26	67.18	1150	798	3	2.77	
	23	77.09	1141	916	3	2.42	
	21	85.33	1141	1014	3	2.18	
	18	97.05	1141	1153	3	1.92	
16	110.75	1141	1316	3	1.68		
14	124.78	1141	1483	3	1.49		
13	139.43	1141	1657	3	1.34		
11	159.04	1141	1890	3	1.17		
10	179.13	1141	2129	3	1.04		

Fuente: catálogo de motores eléctricos DODGE

5. Módulo de transmisión HUBCITY AD1-C

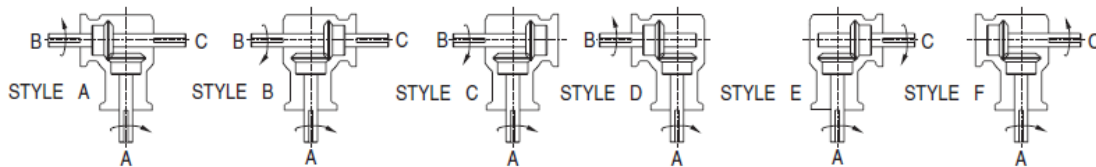
RATING TABLE

INPUT RPM†		MODEL AD1 RATIO		MODEL AD2 RATIO	
		1:1	2:1Δ	1:1	2:1Δ
3600	INPUT HORSEPOWER	1.810	.525	4.310	2.120
	OUTPUT TORQUE IN. LBS.	31.700	18.400	75.500	74.200
2400	INPUT HORSEPOWER	1.240	.356	2.950	1.450
	OUTPUT TORQUE IN. LBS.	32.500	18.700	77.400	76.100
1750	INPUT HORSEPOWER	.913	.262	2.190	1.070
	OUTPUT TORQUE IN. LBS.	32.900	18.900	78.700	77.200
1150	INPUT HORSEPOWER	.609	.176	1.470	.720
	OUTPUT TORQUE IN. LBS.	33.400	19.300	80.300	78.600
850	INPUT HORSEPOWER	.457	.131	1.100	.540
	OUTPUT TORQUE IN. LBS.	33.900	19.500	81.300	79.400
690	INPUT HORSEPOWER	.374	.108	.900	.440
	OUTPUT TORQUE IN. LBS.	34.200	19.700	81.900	80.000
400	INPUT HORSEPOWER	.220	.064	.530	.260
	OUTPUT TORQUE IN. LBS.	34.700	20.000	83.300	81.200
200	INPUT HORSEPOWER	.112	.033	.270	.130
	OUTPUT TORQUE IN. LBS.	35.100	20.300	84.700	82.400
100	INPUT HORSEPOWER	.057	.016	.140	.070
	OUTPUT TORQUE IN. LBS.	35.600	20.500	85.800	83.200

†FOR HIGHER INPUT SPEEDS CONSULT FACTORY

Δ2:1 RATIO HAS PLATED PINION SHAFTS

STANDARD STYLES AVAILABLE

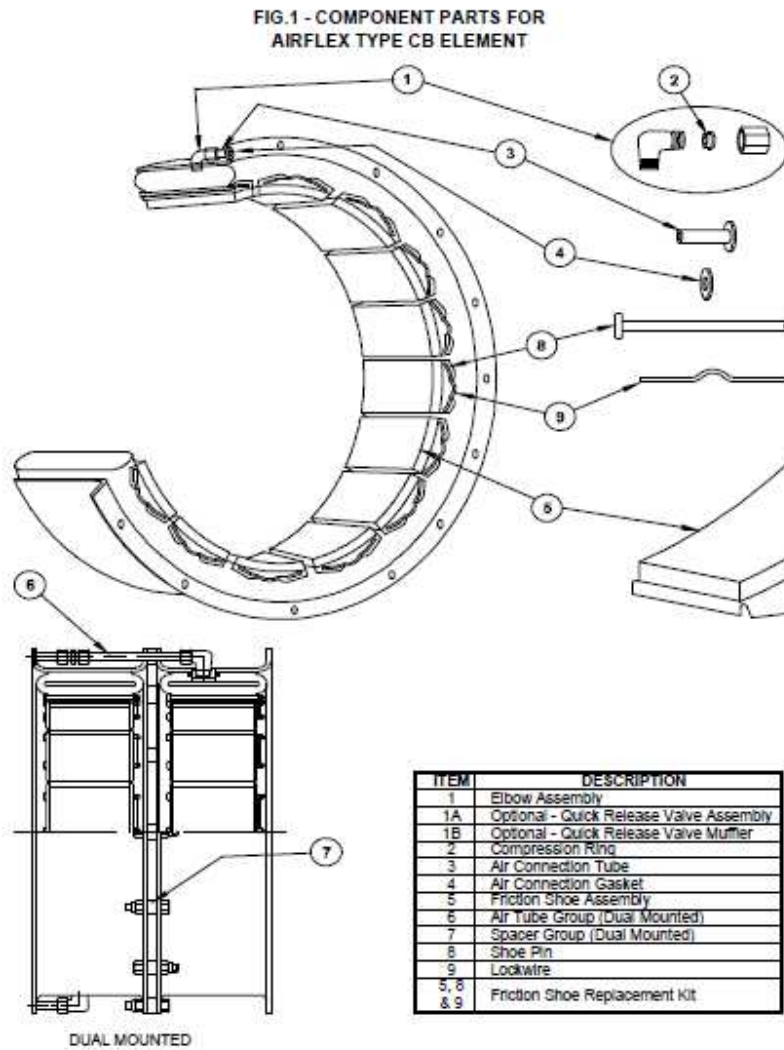


CONSULT FACTORY FOR VERTICAL SHAFT LUBRICATION RECOMMENDATIONS
INPUT SHAFT CAN BE ROTATED IN EITHER DIRECTION

Fuente: catálogo de módulos de transmisión HUBCITY

6. Freno neumático EATON 4CB200

	Element Description	No. of Air Inlets	Part No. of Complete Element	ITEM												
				1 Elbow Assy.		1A QRV		2 Comp. Ring		3 Air Conn. Tube		4 Air Conn. Gasket		5 FSA	8 Shoe Pin	9 Lockwire
				Part No.	Qty.	Part No.	Qty.	Part No.	Qty.	Part No.	Qty.	Part No.	Qty.	Part No.	Part No.	Part No.
4CB 200	Minus Side Connection	1	414361	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	90 Degree Elbow for use in PCB 208	1	142840JD	341 X 1	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Side Connection	1	142840JB	131 X 33	1	—	—	87 X 27	1	202723	1	72 X 39	1	—	—	—
6CB 200	Minus Side Connection	1	142085JA	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Minus Side Connection for use in PCB	1	142085JC	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Minus Side Connection	2	142085JH	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	307398	200358	412286-04
	Side Connection	1	142085JB	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6 Req'd.	12 Req'd.	6 Req'd.
	Side Connection	2	142085JG	131 X 11	2	—	—	131 X 20	1	9943	1	72 X 15	1	—	—	—
8CB 250	Side Connection and High Coefficient Lining	1	142085JN	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	303281	—	—
	Minus Side Connection	1	142086JA	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Minus Side Connection for use in PCB	1	142086JC	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Minus Side Connection	2	142086JH	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	307461	9434	412286-04
	Side Connection	1	142086JB	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8 Req'd.	16 Req'd.	8 Req'd.
	Side Connection	2	142086JG	131 X 11	2	—	—	131 X 20	2	9944	2	72 X 15	2	—	—	—
	Side Connection and High Coefficient Lining	1	145086JN	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	303370	—	—
														8 Req'd.		



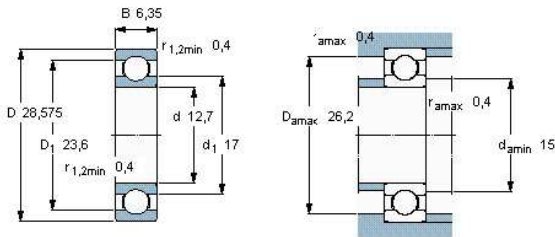
Fuente: catálogo de freno neumático EATON

7. Rodamiento SKF R8



Deep groove ball bearings, single row

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation	
d	D	B	dynamic C	static C0	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing	
mm			kN		r/min		-	
12,7	28,575	6,35	5,4	2,36	60000	38000	R 8	Aftermarket only



Calculation factors

k_r 0,025
 f_0 13

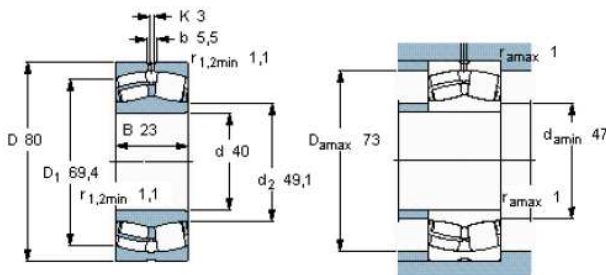
Fuente: catálogo de rodamientos SKF

8. Rodamiento SKF 22208 E



Rodamientos de rodillos a rótula, agujero cilíndrico y cónico

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación	
d	D	B	dinámica C	estática C0	Velocidad de referencia	Limite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer	
mm			kN		rpm		-	
40	80	23	98,5	90	8000	11000	22208 E *	



Factores de cálculo

e 0,28
 Y_1 2,4
 Y_2 3,6
 Y_0 2,5

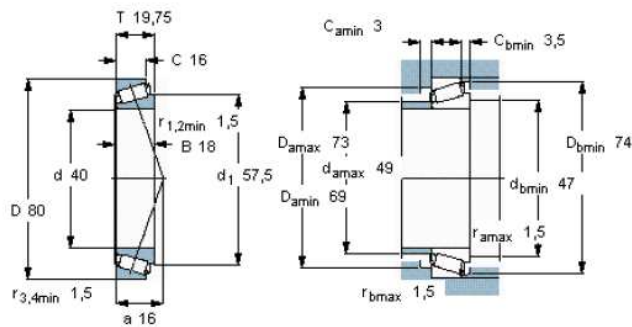
Fuente: catálogo de rodamientos SKF

9. Rodamiento SKF 30208 J2 Q



Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	T	dinámica C	estática C0	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm	80	19,75	kN		rpm		* rodamiento SKF Explorer
40			61,6	68	6300	8500	30208 J2/Q



Fuente: catálogo de rodamientos SKF

10. Constancia de participación del proyecto dirigido a director de la facultad



Fuente: Documentación Rassini Frenos San Martín Texmelucan Pue.