

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES DIESEL, PARA LA
RECTIFICADORA DE MOTORES SIERRA

CRISTIAN FRANCISCO CABRA CASTILLO
OSCAR OSVALDO AGUDELO ORTEGA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ, D.C
2018

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES DIESEL, PARA LA
RECTIFICADORA DE MOTORES SIERRA

CRISTIAN FRANCISCO CABRA CASTILLO
OSCAR OSVALDO AGUDELO ORTEGA

Proyecto de Grado Integral para Optar al Título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ, D.C
2018

Nota de aceptación:

Presidente del Jurado
Ing. Gabriel Rivera

Jurado 1
Ing. Scherazada calderón

Jurado 2
Ing. Oscar Ochoa

Bogotá D.C Agosto 2018

DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director del Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

En el siguiente documento. Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no se hacen responsables por los criterios e Ideas expuestas. Estos corresponden únicamente a los autores

CONTENIDO

	pág.
1. GENERALIDADES DE LA EMPRESA Y DEL PROYECTO	19
1.1 GENERALIDADES DE LA EMPRESA	19
1.2 MOTORES DIESEL	23
1.3 BANCO DE PRUEBA	24
1.4 MARCO LEGAL	25
2. PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	26
3. DISEÑO CONCEPTUAL Y ALTERNATIVAS DEL PROYECTO	34
3.1 DISEÑO CONCEPTUAL	34
3.2 DISEÑO FUNCIONAL	36
3.3 EVALUACION Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	41
3.3.1 Alternativas	41
3.3.2 Evaluación de las alternativas	42
3.3.2.1 Evaluación del sistema de graduación del dinamómetro	44
3.3.2.2 Evaluación del sistema de graduación de los soportes que acoplan al motor.	46
4. DISEÑO DETALLADO DEL PROYECTO	49
4.1 ANÁLISIS DE CARGAS ESTÁTICAS DE LA ESTRUCTURA DEL MOTOR	50
4.1.1 Análisis de cargas dinámicas de la estructura soporte del motor	52
4.1.2 Estructura soporte del anillo del cigüeñal	55
4.1.2.1 Diseño de la viga B	58
4.2 DISEÑO DEL MECANISMO PARA EL MOVIMIENTO EN X	67
4.2.1 Diseño por resistencia de materiales de las guías del soporte	73
4.2.2 Diseño de los bujes que soportan las guías	77
4.2.3 Selección de los tornillos de potencia del mecanismo en X	80
4.3 DISEÑO DEL MECANISMO PARA EL MOVIMIENTO EN EL EJE Z	88
4.3.1 Cálculo estático de la plataforma de tijera	93
4.3.2 Diseño de la plataforma del mecanismo de elevación en Z	106
4.4 DISEÑO DEL MARCO ESTRUCTURAL	117
4.5 DISEÑO DEL MECANISMO PARA EL MOVIMIENTO EN Y	122
4.6 DISEÑO DE LOS PLATOS DE ACOPLAMIENTO ENTRE MOTOR Y EL DINAMÓMETRO	133
4.7 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO Y ESTRUCTURA DEL DINAMÓMETRO	139
4.7.1 Selección del cilindro hidráulico	141

4.7.2 Cálculo de la central hidráulica	142
4.7.3 Circuito hidráulico	144
4.7.4 Diseño del soporte del cilindro	144
4.7.5 Diseño de la estructura del dinamómetro	145
4.8 ESTRUCTURA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	148
4.8.1 Análisis de cargas estáticas de la estructura del radiador	148
4.9 CALCULO DE SOLDADURAS DE LA ESTRUCTURA MOTOR-RADIADOR	151
4.10 DISEÑO DE TORNILLOS DE SUJECCIÓN	155
5 ANÁLISIS DE LAS PIEZAS CRÍTICAS POR ELEMENTOS FINITOS	157
5.1 SIMULACIÓN DE LA GUÍA ESTRUCTURAL	157
5.2 SIMULACIÓN TORNILLO DE POTENCIA, MECANISMO EN X	158
5.3 SIMULACIÓN DE LA BARRA CUADRADA	159
5.4 SIMULACIÓN DE LA VIGA B	161
5.5 SIMULACIÓN DE LA VIGA A-C	162
5.6 SIMULACIÓN DE PLATOS PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA	163
5.7 SIMULACIÓN DEL MARCO ESTRUCTURAL	165
5.8 SIMULACIÓN DE LA PLACA INTERCAMBIABLE	167
5.9 SIMULACIÓN DEL MARCO SUPERIOR DE LA PLATAFORMA DE ELEVACIÓN EN EL EJE Z	168
5.10 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL MECANISMO EN EL EJE Y	169
6. MANUAL DE OPERACIÓN E INSTALACIÓN	171
6.1 MANUAL DE MANTENIMIENTO	173
6.2 MANUAL DE OPERACIÓN DEL RADIADOR	175
7. IMPACTO AMBIENTAL	176
8. EVALUACIÓN FINANCIERA	178
8.1 GASTOS DE INGENIERÍA DEL PROYECTO	178
8.1.1 Gastos por talento humano	178
8.1.2 Gastos por equipo y software	178
8.1.3 Gastos fungibles	179
8.1.4 Otros gastos	179
8.2 COSTOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DE LA ESTRUCTURA	179
8.2.1 Costo total de la estructura motor-radiador	179

8.2.2 Costo total del dinamómetro y su estructura	181
8.3 EVALUACIÓN FINANCIERA	183
9. CONCLUSIONES	185
10. RECOMENDACIONES	186
BIBLIOGRAFIA	187
ANEXOS	192

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Datos de producción	21
Tabla 2. Dimensiones y peso motor Cummins isx	26
Tabla 3. Dimensiones de los motores	27
Tabla 4. Distancia de los agujeros de sujeción, lado izquierdo	27
Tabla 5. Distancia de los agujeros de sujeción, lado derecho	28
Tabla 6. Medidas del radiador del NPR-4HG1	30
Tabla 7. Medidas del soporte del radiador	30
Tabla 8. Dimensiones del tornillo soldado al soporte	30
Tabla 9. Especificaciones del dinamómetro AT2	32
Tabla 10. Dimensiones de salida del cigüeñal para cada motor	33
Tabla 11. Ponderación de alternativas	43
Tabla 12. Rating de satisfacción sistema de graduación de dinamómetro	45
Tabla 13. Score de alternativas del sistema que gradúa el dinamómetro	45
Tabla 14. Rating de satisfacción de la alternativa de graduación del motor	48
Tabla 15. Score de la alternativa de graduación del motor	48
Tabla 16. Cotas de posición de los soportes para cada motor	53
Tabla 17. Reacciones dinámicas y estáticas	55
Tabla 18. Máximas reacciones a tensión en los tres puntos de apoyo	55
Tabla 19. Máxima reacción a compresión	55
Tabla 20. Valores de M y r para las guías del movimiento en X	72
Tabla 21. Reacciones plataforma de tijeras	98
Tabla 22. Componentes barra BEC	99
Tabla 23. Datos del tornillo del mecanismo en Z	114
Tabla 24. Reacciones según el valor de X	123
Tabla 25. Datos del tornillo del mecanismo en Y	127
Tabla 26. Valores de Delta r	134
Tabla 27. Diámetros de Ductos	143
Tabla 28. Tabla de soldaduras.	155
Tabla 29. Datos tornillo de M16	155
Tabla 30. Datos tornillo de M24	156
Tabla 31. Datos de los platos de transmisión	165
Tabla 32. Matriz de evaluación ambiental	177
Tabla 33. Gastos por talento humano	178
Tabla 34. Gastos por equipo y software	178
Tabla 35. Gastos fungibles del proyecto	179
Tabla 36. Total de los gastos	179
Tabla 37. Cotización estructura motor-radiador	180
Tabla 38. Cotización estructura, circuito hidráulico dinamómetro	182
Tabla 39. Costo total de la estructura del motor	183
Tabla 40. Costo total de la estructura	183
Tabla 41. Costos mínimos de operación	184
Tabla 42. Flujo de caja neta del proyecto	184

LISTA DE IMÁGENES

	pág.
Imagen 1. Logo de la empresa	20
Imagen 2. Organigrama de la empresa	20
Imagen 3. Distribución y ruta de evacuación de la empresa primer piso	20
Imagen 4. Distribución y ruta de evacuación de la empresa segundo piso	21
Imagen 5. Gráfica del Par Torsor del Dinamómetro AT2-AT3	31
Imagen 6. Dimensiones del Dinamómetro	32
Imagen 7. Diseño Conceptual	34
Imagen 8. Estructura Modular	35
Imagen 9. Vista superior de la estructura modular	35
Imagen 10. Estructura Independiente del Radiador	37
Imagen 11. Estructura Independiente del Motor	37
Imagen 12. Estructura en tubo de perfil cuadrado	38
Imagen 13. Soportes de guías en el eje Y	38
Imagen 14. Estructura del mecanismo del movimiento vertical	39
Imagen 15. Soporte de sujeción al motor	39
Imagen 16. Estructura Independiente del Dinamómetro	40
Imagen 17. Estructura del dinamómetro con soportes hidráulicos	44
Imagen 18. Estructura del dinamómetro con tornillos de potencia	44
Imagen 19. Sistema de graduación vertical mediante cilindro hidráulico	46
Imagen 20. Sistema de graduación vertical mediante cilindro hidráulico	47
Imagen 21. Sistema de graduación vertical, mediante soporte tipo tijera	47
Imagen 22. Bosquejo de la estructura general del proyecto	50
Imagen 23. Diagrama de fuerzas, análisis estático	51
Imagen 24. Diagrama de fuerzas, análisis dinámico	52
Imagen 25. Bosquejo de la vista superior del motor	53
Imagen 26. Estructura soporte del anillo del cigüeñal	56
Imagen 27. Diagrama de cuerpo libre de la viga B	57
Imagen 28. Diagramas de cuerpo libre de las vigas A y C	57
Imagen 29. Diagramas de cuerpo libre de las columnas D y E	58
Imagen 30. Diagrama de cuerpo libre de la viga B, sin cortes	58
Imagen 31. Fórmulas de deflexión para vigas estáticamente indeterminadas, caso e	59
Imagen 32. Diagrama de fuerza cortante de la viga B sin cortes	60
Imagen 33. Diagrama de momento flector de la viga B sin cortes	60
Imagen 34. Diagrama de cuerpo libre de la viga B, con cortes a 45°	61
Imagen 35. Diagrama de fuerza cortante de la viga B con cortes	62
Imagen 36. Diagrama de momento flector de la viga B con cortes	63
Imagen 37. Punto de interés para el cálculo y elemento de esfuerzo en el punto A	63
Imagen 38. Perfil de la viga de tubo cuadrado	64
Imagen 39. Viga C, selección del perfil	67

Imagen 40 Bosquejo general del mecanismo en X.	68
Imagen 41. Bosquejo representativo del mecanismo para el movimiento en X	69
Imagen 42. Elemento soporte del tornillo y de las guías	69
Imagen 43. Diagrama de cuerpo libre de la placa del soporte 1	70
Imagen 44. Diagrama de cuerpo libre de la guía	71
Imagen 45. Bosquejo para la deducción del valor r	72
Imagen 46. Diagrama de cuerpo libre de la guía del soporte 2	73
Imagen 47. Diagrama de fuerza cortante de la guía soporte 1	73
Imagen 48. Diagrama de momento flector de la guía soporte 2	74
Imagen 49. Bosquejo de la distancia de mayor esfuerzo	75
Imagen 50. Punto de interés y elemento de esfuerzos de la guía estructural	76
Imagen 51. Reacción ocasionada por la carga P entre la guía y el buje	78
Imagen 52. Hexágono del esfuerzo bidimensional	79
Imagen 53. Diámetros normalizados para roscas Acme	81
Imagen 54. Perfil de la rosca Acme	84
Imagen 55. Medidas del bloque soporte del mecanismo en el eje X	86
Imagen 56. Diagrama de cuerpo libre de la placa que acopla al motor	87
Imagen 57. Plataforma de tijera	88
Imagen 58. Diagrama de cuerpo libre bloque-plataforma tijera	88
Imagen 59. Bosquejo para alturas de la plataforma en Z	89
Imagen 60. Bosquejo tijera abierta	90
Imagen 61. Triángulo rectángulo	90
Imagen 62. Bosquejo tijera cerrada	91
Imagen 63. Bosquejo final tijera abierta	92
Imagen 64. Bosquejo final tijera cerrada	93
Imagen 65. Diagrama de cuerpo libre de la mesa con la tijera cerrada	93
Imagen 66. Diagrama de cuerpo libre, tijera cerrada	94
Imagen 67. Diagrama de cuerpo libre barra BEC, tijera cerrada	95
Imagen 68. Diagrama de cuerpo libre barra AED, tijera cerrada	95
Imagen 69. Diagrama de cuerpo libre de la mesa con la tijera abierta	96
Imagen 70. Diagrama de cuerpo libre, tijera abierta	97
Imagen 71. Diagrama de cuerpo libre de la barra BEC, tijera abierta	97
Imagen 72. Diagrama de cuerpo libre de la barra AED, tijera abierta	98
Imagen 73. Diagrama de cuerpo libre correspondiente a la barra BEC	99
Imagen 74. D.C.L componentes en Y, barra BEC	100
Imagen 75. Diagrama de fuerza cortante, barra BEC	101
Imagen 76. Diagrama de momento flector, barra BEC	101
Imagen 77. Distancia C, en un perfil cuadrado	102
Imagen 78. Punto interés y elemento de esfuerzo en el punto A, barra BEC	105
Imagen 79. Diagramas de esfuerzo principal y esfuerzo cortante, barra BEC	105
Imagen 80. Circulo de Mohr, barra BEC	105

Imagen 81. Mesa superior de la plataforma del movimiento en Z	106
Imagen 82. Vigas A y B, soportando la carga W total	106
Imagen 83. Disposición de la viga A en la mesa de la plataforma	107
Imagen 84. Diagrama de cuerpo libre de la viga A	107
Imagen 85. Diagrama de fuerza cortante	107
Imagen 86. Diagrama de momento flector	108
Imagen 87. Punto de interés para el cálculo de esfuerzos viga A	108
Imagen 88. Perfil en ángulo de la viga A	109
Imagen 89. Bosquejo del pasador a carga cortante	110
Imagen 90. Condición del pasador B y D	111
Imagen 91. Rueda SCDURAFLEX	112
Imagen 92. Tabla de diámetros normalizado de rosca Acme, mecanismo en Z	113
Imagen 93. Bosquejo del bloque, movimiento en el eje Z	115
Imagen 94. Valores de la ecuación Kt	116
Imagen 95. Área total transversal	116
Imagen 96. Vigas críticas del marco estructural	118
Imagen 97. Carga distribuida en las vigas críticas	118
Imagen 98. Diagrama de cuerpo libre de la viga crítica, marco estructural	119
Imagen 99. Diagrama de fuerza cortante, marco estructura	119
Imagen 100. Diagrama de momento flector, marco estructural	120
Imagen 101. Perfil de la viga de tubo cuadrado	121
Imagen 102. Bosquejo representativo de las guías del mecanismo en Y	122
Imagen 103. Diagrama de cuerpo libre de la guía para el mecanismo en Y	123
Imagen 104. Diagrama de cuerpo libre cuando X es 1,412 m	124
Imagen 105. Diagrama de fuerza cortante, guía movimiento en Y	124
Imagen 106. Diagrama de momento flector, guía movimiento en Y	124
Imagen 107. Tabla de diámetros normalizado de rosca Acme, mecanismo en Y	126
Imagen 108. Bloque soporte del mecanismo en el eje Y	128
Imagen 109. Bosquejo de la estructura del mecanismo en el eje Y	129
Imagen 110. Viga crítica de diseño, estructura mecanismo en Y	129
Imagen 111. Diagrama de cuerpo libre de la viga crítica en Y	129
Imagen 112. Corte de la viga crítica	130
Imagen 113. Condiciones de frontera de la viga crítica	130
Imagen 114. Diagrama de fuerza cortante viga crítica en Y	131
Imagen 115. Diagrama de momento flector, viga crítica en Y	131
Imagen 116. Perfil en ángulo, mecanismo en Y	132
Imagen 117. Selección del diámetro externo para los platos	133
Imagen 118. Curva de carga y funcionamiento del motor	135
Imagen 119. Curva de torque-potencia del motor Cummins ISX	135
Imagen 120. Cigüeñal Toyota 14B	136
Imagen 121. Plato a diseñar para el Toyota 14B	136

Imagen 122. Diagrama de fuerzas del dinamómetro	140
Imagen 123. Placa del dinamómetro	141
Imagen 124. Carga que soporta los cilindros hidráulicos	141
Imagen 125. Circuito hidráulico	144
Imagen 126. Dispositivo cilindro hidráulico	145
Imagen 127. Viga crítica del dinamómetro	145
Imagen 128. Diagrama de fuerza cortante, estructura dinamómetro	146
Imagen 129. Diagrama de momento flector, estructura dinamómetro	146
Imagen 130. Bosquejo selección de la viga crítica	147
Imagen 131. Perfil en ángulo, dinamómetro	147
Imagen 132. Diagrama de fuerzas del radiador	148
Imagen 133. Viga crítica de la estructura soporte del radiador	149
Imagen 134. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga crítica del sistema de refrigeración.	150
Imagen 135. Perfil de la viga en I	151
Imagen 136. Soldadura estructura crítica	152
Imagen 137. Tamaño de la soldadura	154
Imagen 138. Esfuerzo máximo guía estructural	157
Imagen 139. Máximo desplazamiento de la guía estructural	158
Imagen 140. Esfuerzo máximo tornillo de potencia mecanismo en X	158
Imagen 141. Máximo desplazamiento del tornillo de potencia, mecanismo en X	159
Imagen 142. Máximo esfuerzo de la barra BEC	160
Imagen 143. Desplazamiento de la barra BEC	160
Imagen 144. Esfuerzo máximo de la viga B	161
Imagen 145. Desplazamiento de la viga B	161
Imagen 146. Máximo esfuerzo de la viga A-C	162
Imagen 147. Desplazamiento de la viga A-C	162
Imagen 148. Máximo esfuerzo y desplazamiento del plato Agrale MWM	163
Imagen 149. Máximo esfuerzo y desplazamiento del plato NPR 4HG1	163
Imagen 150. Máximo esfuerzo y desplazamiento del plato HINO J05	164
Imagen 151. Máximo esfuerzo y desplazamiento del plato TOYOTA 14B	164
Imagen 152. Máximo esfuerzo y desplazamiento del plato dinamómetro	164
Imagen 153. Máximo esfuerzo y factor de seguridad crítico en el marco estructural	166
Imagen 154. Máxima deformación del marco estructural	166
Imagen 155. Máxima deformación de la placa intercambiable	167
Imagen 156. Máximo desplazamiento de la palca intercambiable	167
Imagen 157. Máximo esfuerzo del marco superior de la plataforma	168
Imagen 158. Máximo desplazamiento del marco superior de la plataforma	169
Imagen 159. Máximo esfuerzo del mecanismo en el eje Y	169
Imagen 160. Máximo desplazamiento del mecanismo en el eje Y	170
Imagen 161. Acoplamiento de placa al mecanismo en el eje X	171

Imagen 162. Grúa con el motor sujetado	171
Imagen 163. Mecanismo en el eje Y	172
Imagen 164. Estructura volante del cigüeñal.	172
Imagen 165. Línea neutral entre motor y el dinamómetro	173
Imagen 166. Acople entre platos entre el motor y el cigüeñal	173
Imagen 167. Ensamble del radiador	175
Imagen 168. Valoración método EPM	176
Imagen 169. Importancia de la calificación por el método EPM	177

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Catálogo de tubo cuadrado	192
Anexo B. Catálogo de tubo rectangular	193
Anexo C. Catálogo de perfil circular	194
Anexo D. Propiedades mecánicas de los materiales	195
Anexo E. Tablas de tuerca y coeficiente de fricción	196
Anexo F. Catálogo de perfil cuadrado	197
Anexo G. Catálogo de perfil en L	198
Anexo H. Catálogo de rueda industrial	199
Anexo I. Distancia mínima al borde	200
Anexo J. Factor teórico de concentración de esfuerzos	201
Anexo K. Sensibilidad de la muesca a cortante	202
Anexo L. Factores de corrección ecuación de Marín	203
Anexo M. Catálogo espesor de la placa	204
Anexo N. Catálogo cilindro hidráulico	205
Anexo O. Catálogo bomba hidráulica	206
Anexo P. Catálogo motor eléctrico	207
Anexo Q. Catálogo de mangueras	208
Anexo R. Catálogo de perfil en I	209
Anexo S. Tabla de uniones soldadas	210
Anexo T. Planos	

RESUMEN

El proyecto de grado, inició con la búsqueda de información y referencias enfocadas en Banco de Pruebas para Motores Diesel. Se encontró que la mayor problemática está en la estructura del banco en que esta pueda adecuarse a diferentes motores Diesel.

Inicialmente se recolecto y busco información de los motores especificados, se llegó a la idea de diseñar un banco de pruebas modular que este en la capacidad de adaptarse a los motores especificados por la empresa., a partir de esa información, se seleccionó un dinamómetro que cumple con los requerimientos especificados por la empresa y se seleccionó los mecanismos para realizar el acoplamiento de la estructura del banco a los diferentes motores especificados. Por ende se seleccionó las alternativas que tienen como fin cumplir con las necesidades de diseño de la máquina.

Al seleccionar las alternativas, se realizó el diseño detallado de los componentes de la estructura del banco de pruebas, dividida en estructura de refrigeración, motor, dinamómetro y acoplamiento entre cigüeñal de los motores especificados, con el eje de entrada del dinamómetro.

Luego de realizar el diseño de la estructura, se realizó el análisis por elementos finitos de las partes críticas de la estructura, para saber si las piezas diseñadas son viables o no para la aplicación requerida.

Por último se realizaron los manuales de operación y de mantenimiento de la maquina bajo los parámetros de diseño, el impacto ambiental de la estructura y el análisis financiero del proyecto.

PALABRAS CLAVE: Banco de pruebas, Dinamómetro, Motor Diesel, Sistema de Refrigeración y Estructura Banco.

INTRODUCCIÓN

El motor, Diesel, es un motor de combustión interna, en el cual la ignición se logra mediante la elevación de temperatura y presión debido a la compresión del aire. Sus campos de aplicación son en automóviles, camiones, tractores, maquinaria de la construcción, máquinas de propulsión marina, máquinas de generación eléctrica, locomotoras, etc.

El banco de pruebas tiene como fin evaluar el comportamiento y las condiciones de funcionamiento del motor como la velocidad, potencia, presión y temperatura. Por ende la empresa desea contar con una estructura que se adapte al tamaño y ajuste de diferentes tipos de motores Diesel, en donde se logre verificar el buen funcionamiento del motor después de ser reparado.

La empresa Rectificadora de Motores Sierra LTDA, no tiene una estructura que pueda adaptarse a diferentes motores Diesel para realizar las pruebas de funcionamiento del motor. Actualmente la empresa cuenta con una estructura, la cual funciona solo para un motor y como no cuenta con un sistema de refrigeración, los motores son probados por poco tiempo. El tipo de prueba que realiza la rectificadora actualmente a los motores después de ser reparados es una prueba de encendido proporcionando corriente eléctrica directa al arranque del motor.

El fin del diseño de este banco de pruebas es verificar el buen funcionamiento del motor Diesel después de ser reparado, para que la empresa pueda comprobar a sus clientes el buen estado del motor después de ser reparado.

El proyecto está limitado al diseño estructural del banco de pruebas, para los motores especificados por la empresa, a la selección de un dinamómetro según los requerimientos de la empresa, al diseño del acoplamiento entre el cigüeñal del motor y al eje de entrada del dinamómetro y a la implementación de un sistema de refrigeración según la empresa indique.

Teniendo en cuenta las limitantes y condiciones, el proyecto que se va a realizar tiene como título el “Diseño de un banco de pruebas de motores Diesel, para la Rectificadora de Motores Sierra”. Este proyecto tiene los siguientes objetivos específicos.

- Diagnosticar la situación actual de las rectificadoras de motores Diesel
- Establecer los parámetros básicos y requerimientos funcionales
- Realizar el diseño conceptual y el planteamiento de alternativas
- Desarrollar el diseño detallado

- Hacer el análisis por el método de elementos finitos de la estructura
- Elaborar los planos de fabricación, componentes y ensamble.
- Elaborar los manuales de ensamble, montaje y operación.
- Evaluar el impacto ambiental
- Elaborar la evaluación financiera del proyecto

El alcance del proyecto está enfocado en los requerimientos especificados por la Rectificadora de Motores Sierra, que es el diseño estructural de un banco de pruebas de motores Diesel, selección y diseño del acoplamiento del dinamómetro al motor y la implementación de un sistema de refrigeración que pueda ser utilizado en diferentes motores Diesel.

1. GENERALIDADES DE LA EMPRESA Y DEL PROYECTO

El motor está sometido a desgaste, deformaciones entre piezas y a altas temperaturas. Para realizar las correcciones de estas fallas se utiliza la técnica del rectificado, que es realizar un mecanizado de las piezas hasta igualar las superficies de contacto. Al llegar a un acabado que disminuya el rozamiento y mejore la lubricación en los sistemas de movimiento. Esto se realiza en los cilindros, en el bloque del motor, cigüeñal, árbol de levas, asientos de válvulas, etc.

1.1 GENERALIDADES DE LA EMPRESA

La empresa Rectificadora de Motores Sierra es constituida en mayo de 1988 en el sector automotriz de La Estanzuela. Su fundador Felipe Sierra había logrado tener el reconocimiento de muchos clientes por su disposición de servicio y por las soluciones rápidas, innovadoras y honestas.

En 1995 la empresa se traslada a una moderna sede propia, donde funciona hoy actualmente en la dirección Transversal 22 A 5-97 en Bogotá, Colombia.

En años posteriores se vinculan a la empresa algunos de los hijos de Felipe Sierra, aportando conocimiento y dinamismo; permitiendo lograr la implementación y certificación por parte de Bureau Veritas del Sistema de Gestión de Calidad bajo la norma ISO 9001:2008. Además la empresa logra un reconocimiento como la primera rectificadora en Colombia en ser recomendada por la empresa MAHLE, la multinacional alemana líder mundial en la fabricación de partes originales para motor. Por último la empresa fue invitada por INCONTEC para conformar el comité que participe en la formulación de la Norma Técnica Colombiana NTC 5671, que establece los parámetros precisos de la rectificación de motores en el país.

En el año 2012, ampliaron la cobertura de la certificación ISO 9001, inicialmente solo referida a las actividades de “rectificación” de partes, ahora a la REPARACIÓN INTEGRAL DE MOTORES.

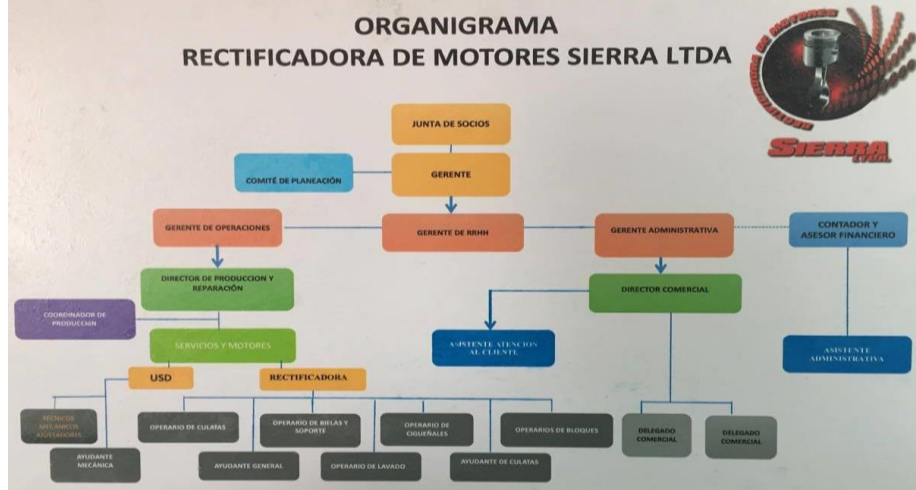
En diciembre de 2015, fueron renovado por tercera vez la certificación por Bureau Veritas y en febrero de 2016, MAHLE renovó su confianza y su deseo de fortalecer la alianza de complementación técnica existente, en beneficio de sus clientes, la cual se ve reflejada mediante cursos gratuitos en distintos temas referentes a la rectificación de motores, acompañamiento, visitas de asesoría a clientes y posiblemente en algunos viajes de capacitación en sus plantas de producción en Brasil. La imagen 1,2,3 y 4 corresponden al logo, organigrama, la distribución y ruta de evacuación del primer y segundo piso de la empresa.

Imagen 1. Logo de la empresa



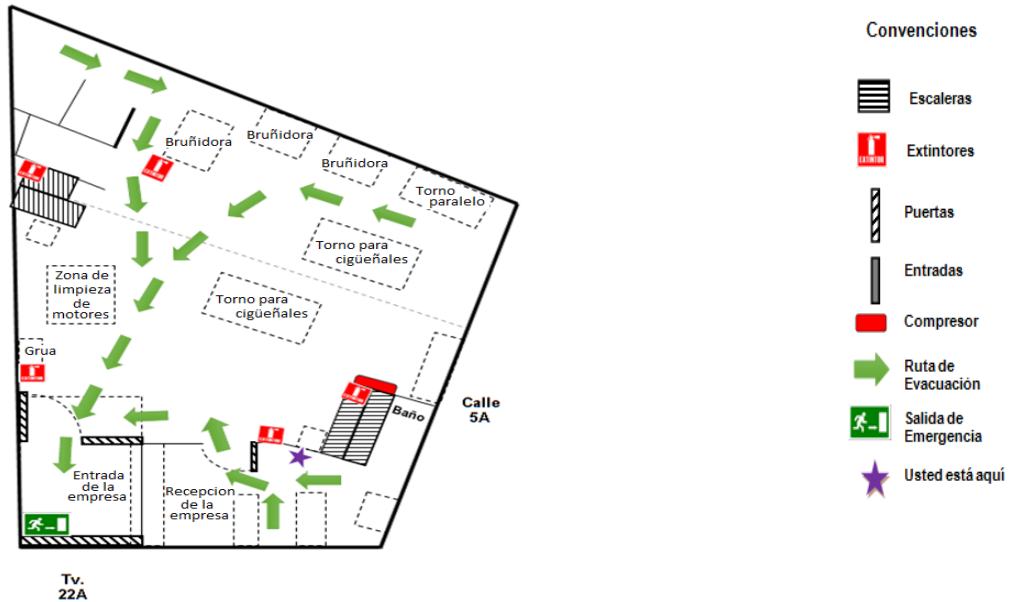
Fuente: Empresa Rectificadora de Motores Sierra LTDA.

Imagen 2. Organigrama de la empresa



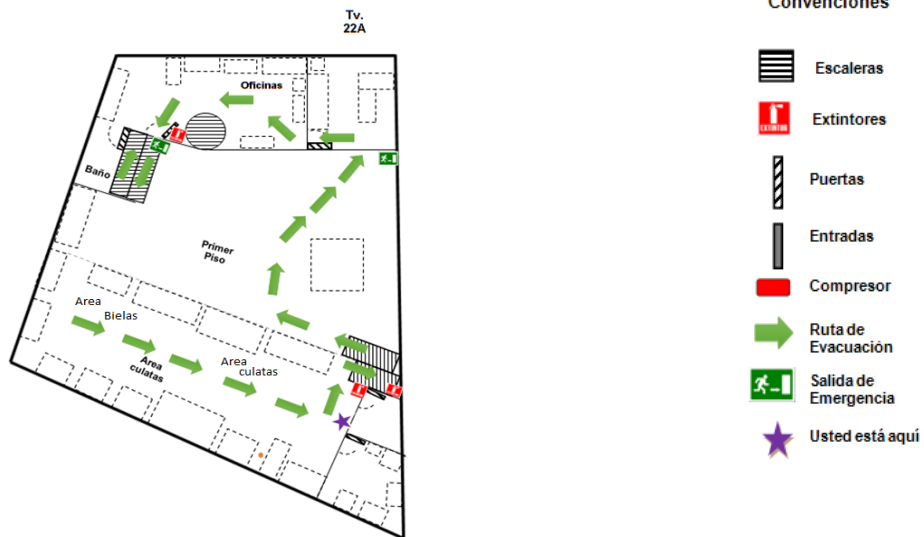
Fuente: Empresa Rectificadora de Motores Sierra LTDA.

Imagen 3. Distribución y ruta de evacuación de la empresa primer piso



Fuente: Empresa Rectificadora de Motores Sierra LTDA.

Imagen 4. Distribución y ruta de evacuación de la empresa segundo piso



Fuente: Empresa Rectificadora de Motores Sierra LTDA.

El portafolio de clientes de la Rectificadora de Motores Sierra está compuesto por empresas de transportes, empresas de servicio público, talleres de mecánica y clientes de vehículos particulares. Los servicios que ofrece la Rectificadora a sus clientes son el diagnóstico, rectificación y reparación de motores y equipos automotrices e industriales. La Rectificadora puede ofrecer estos servicios debido a “La maquinaria moderna de alta precisión, instalaciones adecuadas y un excelente equipo humano, bien capacitado y muy comprometido, nos permiten destacarnos y brindar un excelente servicio”¹.

La política de calidad de la empresa consiste “En la rectificadora de Motores Sierra trabajamos día a día por ser mejores y por ofrecer servicios de reparación y rectificación de motores, ágiles, con excelente atención, calidad, precisión y responsabilidad”¹. En la tabla 1, se muestra los datos de producción de la empresa.

Tabla 1. Datos de producción

Motores Rectificados promedio mes	96
Devolución de partes rectificadas mes	0
Motores completamente reparados mes	6
Devoluciones de reparación al mes	0

Fuente: Empresa Rectificadora de Motores Sierra LTDA.

El proceso de reparación de los motores desde que se recibe hasta que se entrega, se puede realizar de dos formas, el primero que el cliente lleve el vehículo a la

¹ Rectificadora de Motores - Rectificadora Sierra Ltda. Disponible en: <http://www.rectificadorasierra.co/>

rectificadora y el segundo método consiste en que un mecánico de la empresa vaya al sitio donde se encuentra el vehículo, extraer el motor y llevarlo a la empresa.

El proceso inicia con la extracción del motor, en esta etapa al tenerlo ya desconectado del vehículo, se procede a su desarme total, a medida que se va desarmando, se va diagnosticando la primer lista de repuestos que podría necesitar para su reparación, esta etapa es realizada por un mecánico encargado en la sección USD (Unidad de Servicio Diesel). Cuando el mecánico termina esta etapa, la piezas son alistadas para ser distribuidas según su área, en el caso de la carter, anillo del volante, bielas, cigüeñal y balancín, son trasladados al taller principal en el cual se reparten sus piezas de acuerdo sea su área, y las demás partes como mangueras, el radiador, arranque y tornillos, se dejan en la USD, donde el mecánico que desarmo el motor es el encargado de dichas partes.

Al llevar al cabo estas tareas, se realiza un lavado general de las piezas, luego son repartidas según el área correspondientes como lo son el área del cigüeñal, bloques, culatas y bielas para su reparación, allí cada mecánico especializado, recibe una orden de trabajo, se diagnostica finalmente la pieza, sacando una lista de repuestos, esta lista se comunica al ingeniero, el cual se encarga de organizarla y de comunicarla al cliente y este decide si comprarlos o que la rectificadora realice una cotización para que lo haga directamente.

Cuando llegan los repuestos, el ingeniero recibe y distribuye según sea el área correspondiente, todo indicado con órdenes de hora de llegada y de salida, entregándose a cada mecánico haciéndose responsable por su trabajo. Después el coordinador es el encargado de recoger las piezas reparadas, se procede a realizar un lavado final, a continuación se llevan las piezas al USD en donde el mecánico encargado, arma el motor, realiza ajustes finales y realiza una prueba en piso, si el motor es de encendido eléctrico no se prueba, solo se prueban motores de encendido convencional, se vuelven a instalar en el vehículo. La prueba en piso se realiza en una estructura empírica, donde se hacen pruebas de fugas, presión de aceite y compresión, así comparando los resultados con manuales del motor o tablas de fabricante, si el resultado de la prueba no da según lo especificado, se realiza un diagnóstico para solucionar el problema, si el problema no se logra solucionar se debe desarmar de nuevo el motor y analizar las partes involucradas.

Si todo sale bien, se toma un registro fotográfico o informe resultante del motor, se guarda en base de datos con la información de repuestos utilizados, se envía al cliente confirmándole la reparación y su buen estado. Por último es montado en el vehículo de nuevo y entregado al cliente o se lleva el motor al lugar donde se realizó la extracción del motor.

El sistema de levantamiento y movimiento del motor en la USD, se realiza por medio de una grúa diferencial que existe de varios tipos, el usado en la Rectificadora dispone de soportes con cadenas, así el motor cae y se manipula con grúas de

gancho, posteriormente el motor se desarma. Dentro de la Rectificadora se traslada por medio de una grúa de gancho hidráulico y para subir al segundo piso de la Rectificadora la culata se realiza mediante un polipasto, que está compuesto por dos poleas y una cadena.

1.2 MOTORES DIESEL

El motor Diesel es un motor de combustión interna en el cual la ignición se logra mediante la elevación de temperatura y presión debido a la compresión del aire al interior del cilindro.

“Este motor fue inventado y patentado por Rudolf Diesel en 1892, debido a su inventor se denomina Motor Diesel, este motor originalmente utilizaba un biocombustible de aceite de palma y era denominado como un motor de combustión interna de alto rendimiento”².

El funcionamiento de un motor Diesel es mediante la ignición de la mezcla aire-combustible sin chispa. Mediante la compresión siendo el segundo tiempo del motor, se inicia la elevación de temperatura y presión, posteriormente a presión constante se inyecta el combustible Diesel en la parte superior de la cámara de compresión, de forma que se atomiza el combustible y se mezcla con el aire comprimido en condiciones de alta temperatura y presión. El resultado es la auto ignición de mezcla, ocasionando que el gas se expanda dentro de la cámara, impulsando el pistón mediante una biela transmitiendo el movimiento al cigüeñal que transforma el movimiento lineal recíprocante del pistón en un movimiento de rotación.

“La aplicación de los motores Diesel está en los vehículos tales como automóviles, buses y camiones, pero representan un pequeño porcentaje en su campo de aplicaciones. Sus demás aplicaciones están en los tractores, maquinaria de construcción, compresores móviles, plantas de potencia, unidades de propulsión marinas y locomotoras”³.

² Anonymous PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE MOTORES DIESEL - Aprendiendo Mecanica Diesel. [1]. [Consultado el Sep 27,2017]. Disponible en: <https://sites.google.com/a/misena.edu.co/aprendiendo-mecanica-diesel/principios-de-funcionamiento-de-motores-diesel>

³ Anonymous PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE MOTORES DIESEL - Aprendiendo Mecanica Diesel. [1]. [Consultado el Sep 27,2017]. Disponible en: <https://sites.google.com/a/misena.edu.co/aprendiendo-mecanica-diesel/principios-de-funcionamiento-de-motores-diesel>

1.3 BANCO DE PRUEBA

“El banco de pruebas tiene como fin es el evaluar el comportamiento de un motor con el fin de verificar sus condiciones de funcionamiento”⁴, tales como la velocidad, potencia, presión y temperatura.

Un banco de pruebas está conformado básicamente por los siguientes elementos:

- Una estructura que soporte el motor
- Los soportes necesarios para fijar el motor a la estructura
- Freno dinamométrico que ocasione una resistencia al giro del motor y mida la potencia del motor
- Un acoplamiento que permita la conexión entre el dinamómetro y el motor
- Un sistema de alimentación de combustible al motor
- Un sistema de refrigeración del motor

Los parámetros a medir en un banco de pruebas, es el torque del motor al freno ya que “es la fuerza que tiende a torcer un cuerpo o hacerlo girar sobre un eje y se calcula mediante el producto entre la fuerza y la distancia, donde sus unidades pueden ser Newton-metro (N.M), según el sistema internacional o libras-pulgadas (Lb.in) según el sistema ingles”⁵. Donde la ecuación mostrada muestra la forma de calcular el torque en base al producto entre la fuerza aplicada en una distancia determinada.

$$T = Fxr$$

Donde F es la fuerza y r es el radio de giro.

Para medir el torque de un motor, se debe acoplar un elemento al cigüeñal que sea capaz de absorber y disipar la energía entregada por el mismo. Este elemento utilizado para medir el torque es un freno dinamométrico. Existe una gran variedad de dinamómetros de absorción con el fin de enfocar los siguientes equipos para motores Diesel de alto torque.

⁴ RENÉ ALEJANDRO FERREIRA GARZÓN; EDWIN RENÉ JURADO BALLESTEROS and JOSÉ ARMANDO AYALA GONZÁLEZ. DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES PT6T-3. [1]

⁵ ALEXANDER HERNANDEZ RUEDA and CRISTIAN LEONARDO PORTILLO ORTEGA. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE UN MOTOR DIESEL.

1.4 MARCO LEGAL

El diseño de un banco de pruebas se realiza a partir de las normas y procedimientos establecidos por el fabricante del motor, pero el proyecto comprende es el diseño de un banco de pruebas modular Se mencionaran las siguientes normas SAE la J1349 y la J1995 para ensayos de motores.

- Norma SAE J1995: “Esta norma está destinada a proveer una base en la determinación de un dinamómetro de la potencia bruta del motor y el torque sobre unas condiciones de referencia”⁶
- Norma SAR J1349: “Esta norma está destinada a proveer un método para obtener mediciones repetibles que refleje exactamente el verdadero desempeño del motor”⁷

Ambas normas tiene como propósito las siguientes especificaciones

- Una base para la potencia neta del motor y la relación del par
- Un método para determinar la potencia neta del motor a plena carga y torque con un dinamómetro.
- Un procedimiento para asegurar que los controles del motor funcionen en una manera consistente con la operación del cliente.

"El campo de aplicación de estas normas es aplicable para motores de encendido por chispa y encendido por compresión, naturalmente aspirado y cargado a presión, tenga o no refrigeración por aire de carga. Esta norma no aplica para motores de aviación y marinos”⁸.

⁶ INTERNATIONAL, Sae-Sae. SAE J1995. 06/01/1990 (R).

⁷ Surface vehicle standard. [1]:2007.

⁸ INTERNATIONAL, Sae-Sae. SAE J1995. 06/01/1990 (R).

2. PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

La estructura a diseñar para el banco de pruebas, acorde con las necesidades del cliente, debe ser lo suficientemente resistente y rígida para soportar y adecuarse a las medidas de los motores Diesel especificados por la Rectificadora de motores Sierra, proporcionando un sistema de enfriamiento a los motores, que permitan medir la potencia en un dinamómetro entre 15 y 30 minutos. Esta estructura debe permitir el montaje y adecuación de un sistema de enfriamiento y de un dinamómetro para medir la potencia.

Las operaciones que debe realizar el sistema, son las siguientes:

- Adecuarse a los motores especificados
- Acoplarse a un dinamómetro seleccionado por el diseño de autores
- La estructura tiene que ser desplazable dentro del taller
- Mantener la temperatura del motor en un intervalo de tiempo.
- Debe ser completa (una sola estructura para todos los elementos) o modular (estructura independiente para los elementos).

Los parámetros de diseño de la estructura están sujetos a las medidas de los motores que la rectificadora especifique, las variables críticas de la estructura, como el máximo peso y dimensiones, están asociadas al motor de mayor tamaño, que es el CUMMINS ISX, la estructura del sistema de enfriamiento está bajo las dimensiones del radiador del motor NPR 4HG1 y el dinamómetro tiene que medir potencias entre 200 HP a 500 HP, las variables críticas fueron especificadas por la rectificadora. La tabla 2, especifica las variables críticas de dimensiones y el máximo peso que debe resistir el banco.

Tabla 2. Dimensiones y peso motor Cummins isx

	Alto (cm)	Ancho (cm)	Largo (cm)	Peso (Kgf)
CUMMINS ISX	74.1	20.3	141.2	1197

Fuente: Cummins and isx signature.presentation motor cummins isx –
signature600.[1]: Disponible en
<http://www.manualesdemecanica.com/images/files/discussion/175/21a9c7245d67b9487d0ed5a74e97ee0.pdf>

El peso mínimo que debe soportar la estructura es de 200 Kgf, requerimiento dado por la rectificadora. La tabla 3, especifica los motores seleccionados por la rectificadora, las dimensiones tales como el alto, ancho, largo y el número de cilindros.

Tabla 3. Dimensiones de los motores

Marca del motor	Alto (cm)	Ancho (cm)	Largo (cm)	No de cilindros
NPR 4HG1 ISUZU	37	44,5	54	4
HINO J05	55	39	55,5	4
AGRALE MWM	45,5	28,5	74,5	4
TOYOTA 14B	35,5	39,5	52,5	4
KIA PREGIO 2.7 D	32	29	50	4
CUMMINS ISC	46	35,5	86	6

Fuente: Elaboración propia


Uno de los parámetros, que la estructura del banco debe cumplir a cabalidad, es que su mecanismo de sujeción permita el acoplamiento de los bloques, de los motores mencionados anteriormente. Por lo tanto las tablas 4 y 5 corresponden a las distancias de los agujeros de sujeción de los motores con respecto a una línea de referencia, en el lado izquierdo y derecho correspondientemente a cada bloque.

Tabla 4. Distancia de los agujeros de sujeción, lado izquierdo

	X (mm)	Y (mm)	PROFUNDIDAD De La Rosca (mm)	Diámetro De La Rosca Interna (mm)
NPR4HG1				
AGUJERO 1	50	45	25	8.25
AGUJERO 2	177	39	24	
AGUJERO 3	55	99	25	
AGUJERO 4	183	94	24	
HINO J05				
AGUJERO 1	57	56	29	8.15
AGUJERO 2	147	56	29.5	
AGUJERO 3	30	142	24	
AGUJERO 4	119	94	24.3	
TOYOTA 14B				
AGUJERO 1	30	49	17.9	8.5

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4. (Continuación)

	X (mm)	Y (mm)	PROFUNDIDAD De La Rosca (mm)	Diámetro De La Rosca Interna (mm)
AGUJERO 2	120	47	21.2	8.5
AGUJERO 3	30	89	24.6	
AGUJERO 4	121	86	28	
KIA PREGIO 2.7 D				
AGUJERO 1	30	77	27	8.5
AGUJERO 2	128	75	26.6	
AGUJERO 3	30	127	26.7	
AGUJERO 4	126	116	26.2	
AGRALE MWM				
AGUJERO 1	28	46	28.5	9.8
AGUJERO 2	48	49	28.5	
AGUJERO 3	60	107	28	
CUMMINS ISC				
AGUJERO 1	30	22	34	10,20
AGUJERO 2	150	63	34	
AGUJERO 3	32	21	34	
AGUJERO 4	149	62	34	


Fuente: Elaboración propia

Tabla 5. Distancia de los agujeros de sujeción, lado derecho

	X (mm)	Y (mm)	PROFUNDIDAD De La Rosca (mm)	Diámetro De La Rosca Interna (mm)
NPR4HG1				
AGUJERO 1	166	54	23.2	8.25
AGUJERO 2	36	54	18	
AGUJERO 3	166	108	23.2	
AGUJERO 4	39	111	20	
HINO J05				
AGUJERO 1	132	41	24.4	10
AGUJERO 2	37	39	25	
AGUJERO 3	134	132	25	
AGUJERO 4	35	130	24.4	

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5. (Continuación)

	X (mm)	Y (mm)	PROFUNDIDAD De La Rosca (mm)	Diámetro De La Rosca Interna (mm)
TOYOTA 14B				
AGUJERO 1	101	53	27.5	8.4
AGUJERO 2	30	54	27.5	
AGUJERO 3	101	93	27.5	
AGUJERO 4	30	95	27.5	
KIA PREGIO 2.7D				
AGUJERO 1	134	77	28.3	8.5
AGUJERO 2	33	76	28.5	
AGUJERO 3	134	126	28.2	
AGUJERO 4	33	116	28	
AGRALE MWM				
AGUJERO 1	95	41	28.3	9.8
AGUJERO 2	25	38	28.3	
AGUJERO 3	56	99	27.5	
CUMMINS ISC				
AGUJERO 1	87	18	25.75	8.45
AGUJERO 2	34	68	29.57	
AGUJERO 3	88	30	25.7	
AGUJERO 4	34	85	30	

Fuente: Elaboración propia

En el parámetro del sistema de refrigeración la empresa solicita la implementación en la estructura de un radiador fijo, por lo cual la rectificadora ha escogido el radiador del motor NPR 4HG1, este radiador trabajará de manera universal para los motores especificados con sus mismo componentes. No es necesario una bomba reguladora de caudal, pues el motor será probado en un tiempo máximo de 30 minutos, tampoco debe tener una variedad de mangueras para el paso del refrigerante, pues la que viene de fábrica junto con el radiador sirve para cada uno de los motores.

Las tablas 6,7 y 8 corresponden a las medidas del radiador, soporte del radiador y del tornillo soldado al soporte respectivamente.

Tabla 6. Medidas del radiador del NPR-4HG1

Radiador de motor NPR 4HG1			
Alto (cm)	Ancho (cm)	Largo (cm)	Ø Ventilador (cm)
65	68,5	16	48

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7. Medidas del soporte del radiador

Soporte del radiador			
Alto (cm)	Ancho (cm)	Largo (cm)	Ø Agujero medio (mm)
8,4	10	5	10
Altura en radiador (cm)	No. De agujeros	Ø Agujeros laterales (mm)	Ángulo del soporte
17	3	9	L

Fuente: Elaboración propia

Tabla 8. Dimensiones del tornillo soldado al soporte

Tornillo		
Largo (cm)	Largo rosca (cm)	Diámetro Nominal De La Rosca (mm)
6,23	1,5	8

Fuente: Elaboración propia

La ergonomía en el montaje, como parámetro a cumplir enfocado en la facilidad de operación al realizar el montaje del motor, de tal forma que sea de la manera más cómoda posible y segura para el operario que está montando el motor al banco, sin alterar el proceso de ubicación del motor luego de ser reparado y del sistema de levantamiento y movimiento del motor ya establecido por la rectificadora.

La rectificadora requiere que el banco disponga de una altura entre 1m a 1.20m, con el fin de que el mecánico pueda armar el motor, cuando el bloque este ya instalado; es decir, los técnicos con que dispone la rectificadora, instalen el bloque del motor en la estructura del banco y posteriormente el mecánico instale las otras partes que conforman el motor para realizar la prueba.

La estructura a diseñar no contempla un panel de control que mida las variables de funcionamiento del motor y que controle la velocidad del mismo. El panel se ubicaría en una estructura diferente a la que se tiene que diseñar, aspecto que no está contemplado para el diseño de la estructura, ni la instrumentación del panel de control.

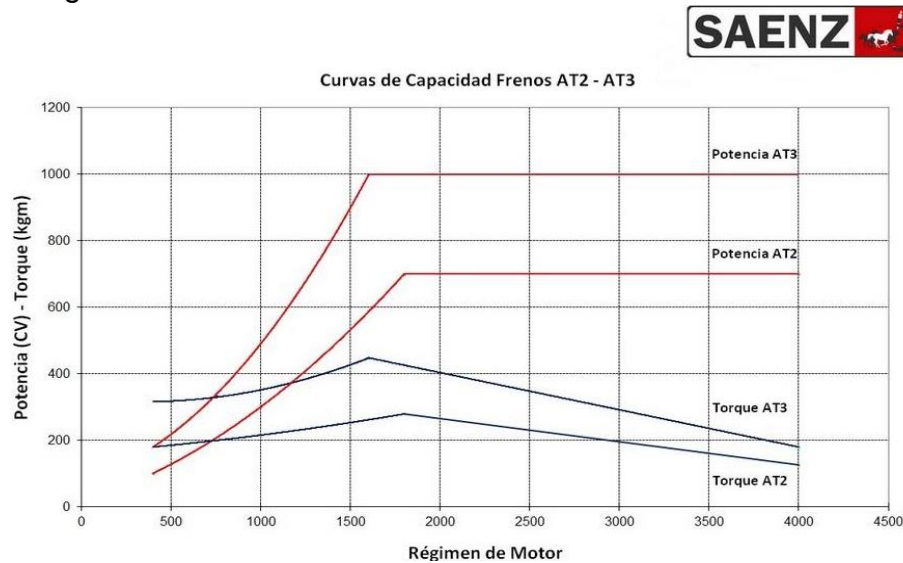
Para la selección del dinamómetro la rectificadora ha dado un intervalo de potencia entre 200HP a 500HP, por consiguiente la selección del dinamómetro se debe realizar bajo el intervalo especificado.

Según la exposición hecha al ingeniero Rodrigo Santamaría, siendo la persona encargada de dar toda información técnica de la rectificadora, se presentaron tres tipos de dinamómetros, siendo estos el dinamómetro hidráulico, dinamómetro de corrientes parásitas y el dinamómetro de eléctrica AC o DC.

El ingeniero Santamaría, eligió la opción del dinamómetro hidráulico debido a que “un freno de absorción por agua, siendo de menor tamaño que un dinamómetro eléctrico de corriente parásitas, puede manejar normalmente tres veces la potencia a una cuarta parte del precio”⁹.

Se escogió el dinamómetro por freno de agua AT2 de la empresa Dinamómetros Sáenz, este dinamómetro según la imagen 5, que muestra el gráfico del par torsor suministrado por el fabricante del dinamómetro permite medir potencias de 200 CV a una velocidad aproximada de 750 RPM hasta potencias de 700 CV a una velocidad aproximada de 1750 RPM.

Imagen 5. Gráfica del Par Torsor del Dinamómetro AT2-AT3



Fuente: Empresa Dinamómetros SÁENZ

En la tabla 9, se muestran las especificaciones del dinamómetro, suministradas por el fabricante.

⁹ AnonymousEngine Testing / Go Power Systems Page. [0]. [Consultado el Nov 19,2017]. Disponible en: <http://gopowersystems.com/engine-testing/>

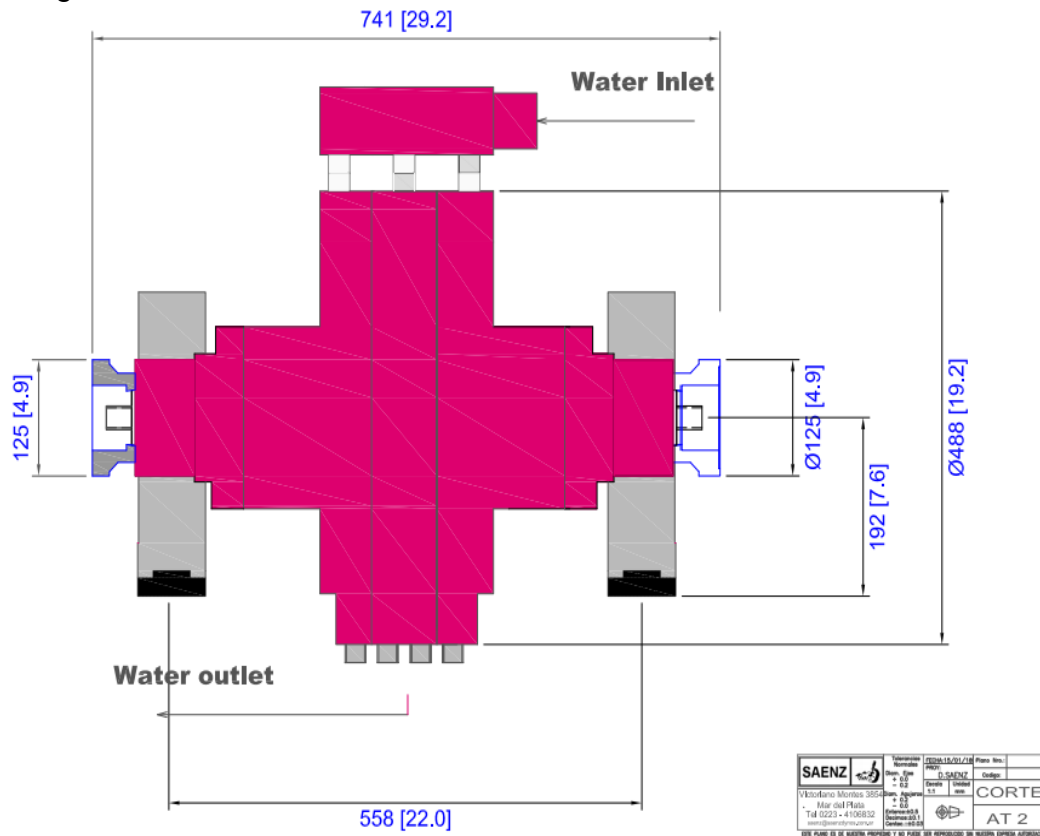
Tabla 9. Especificaciones del dinamómetro AT2

ESPECIFICACIONES DH22 DINAMÓMETRO POR FRENO DE AGUA		
Potencia	600	HP
Torque	700	Kg*m
Velocidad	4000	RPM
Uso de Agua	44	gpm
Peso	185	Kgf

Fuente: Empresa Dinamómetros SÁENZ

En la imagen 6, se muestran las dimensiones del dinamómetro suministrado por el fabricante.

Imagen 6. Dimensiones del Dinamómetro



Fuente: Empresa Dinamómetro SAENZ

Entre los requerimientos de la estructura está la conexión entre el cigüeñal del motor y el eje de entrada del dinamómetro, la tabla 10, muestra las dimensiones del eje de salida del cigüeñal, para cada motor especificado, esta medida corresponde a la zona de acoplamiento entre el eje de salida del cigüeñal y eje de entrada del dinamómetro.

Tabla 10. Dimensiones de salida del cigüeñal para cada motor

NPR 4HG1		
	Diámetro del cigüeñal	105 mm
	Diámetro de la rosca externa	16,5 mm
	Diámetro de la rosca interna	14,4 mm
	Profundidad de rosca	42,9 mm
HINO J05		
	Diámetro del cigüeñal	101 mm
	Diámetro de la rosca externa	14,3 mm
	Diámetro de la rosca interna	12 mm
	Profundidad de rosca	54,4 mm
AGRALE MWM		
	Diámetro del cigüeñal	130 mm
	Diámetro de la rosca externa	16 mm
	Diámetro de la rosca interna	14 mm
	Profundidad de rosca	26 mm
TOYOTA 14B		
	Diámetro del cigüeñal	95 mm
	Diámetro de la rosca externa	13,1 mm
	Diámetro de la rosca interna	11,4 mm
	Profundidad de rosca	22,5 mm
KIA PREGIO 2,7 D		
CUMMINS ISC		
CUMMINS ISX		

Fuente: Elaboración propia

La principal característica funcional de la maquina es la adecuación a diferentes motores Diesel, usados en distintas marcas de vehículos. Se requiere un dispositivo que permita el acoplamiento entre los motores especificados y el dinamómetro seleccionado.

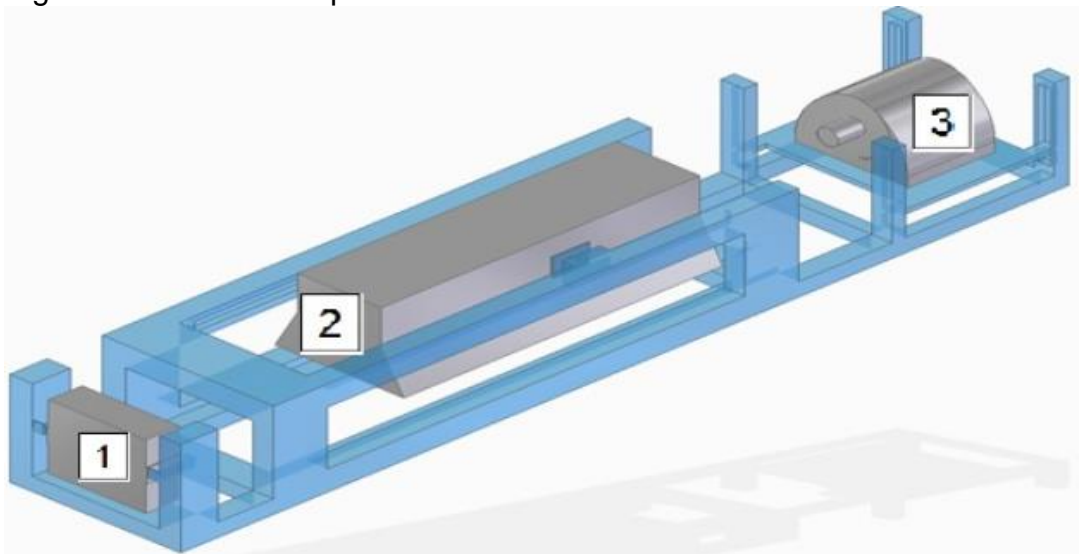
3. DISEÑO CONCEPTUAL Y ALTERNATIVAS DEL PROYECTO

La estructura del banco de pruebas a diseñar debe adecuarse a diferentes motores Diesel ya especificados y que la misma estructura soporte un dinamómetro y el radiador ya seleccionado. Para dicho proyecto se plantean diferentes alternativas con base en los parámetros y requerimientos mencionados anteriormente.

3.1 DISEÑO CONCEPTUAL

La estructura está dividida en tres partes, la zona de sujeción del radiador, zona de sujeción del motor y zona sujeción del dinamómetro. La zona de sujeción del motor cuenta con mecanismos que permiten la adecuación de la estructura a los motores ya especificados. En la imagen 7, se muestra el diseño conceptual de la estructura a diseñar.

Imagen 7. Diseño Conceptual



Fuente: Elaboración propia

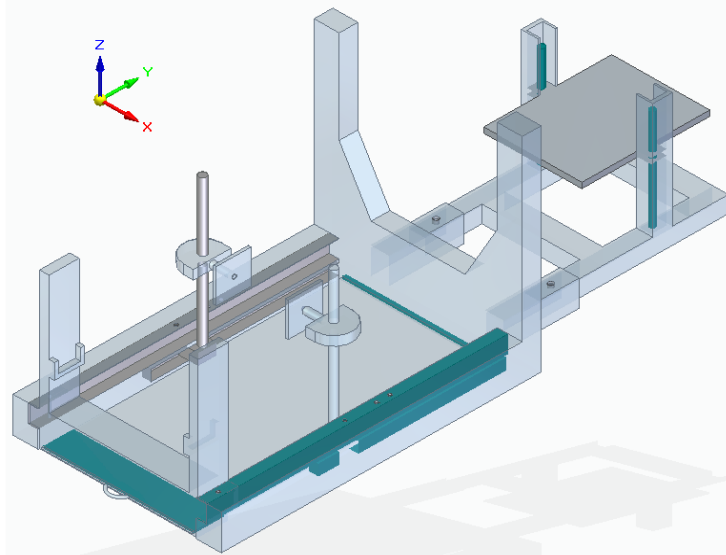
El diseño conceptual mostrado, representa que la estructura está dividida en tres partes que son denominados de la siguiente manera.

- La parte 1 corresponde a la zona de sujeción del radiador
- La parte 2 corresponde a la zona de sujeción del motor
- La parte 3 corresponde a la zona de sujeción del dinamómetro

En la imagen 8, se muestra una representación gráfica de la estructura modular que permite tener un manejo más eficiente del espacio que ocupa la estructura del

banco, permitiendo armar o desarmar la estructura para tener una mayor facilidad en el montaje y desmontaje de los motores a probar después de ser reparados.

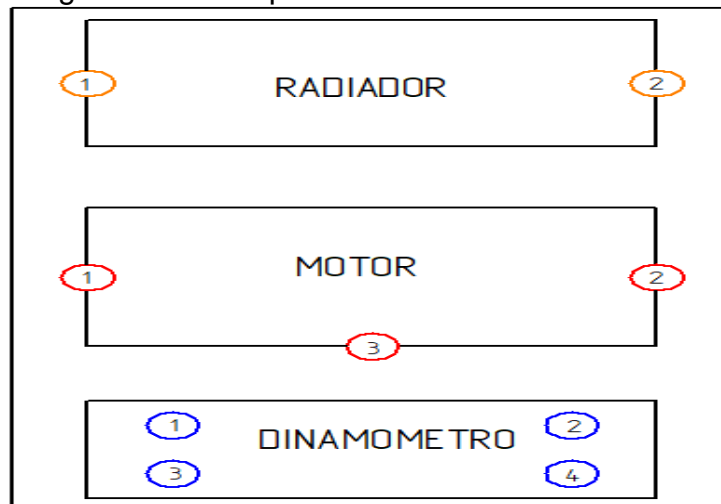
Imagen 8. Estructura Modular



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 9, se detalla una representación gráfica de la vista superior de la imagen 8, donde se muestran los puntos de anclaje que la estructura dispone para montaje del radiador, motor y dinamómetro.

Imagen 9. Vista superior de la estructura modular



Fuente: Elaboración propia

La imagen 9, hace referencia a los puntos de anclajes que dispone la estructura en las zonas de radiador, motor y dinamómetro, por ende se aprecia en la representación gráfica lo siguiente:

- La zona de anclaje del radiador, dispondrá de dos puntos de sujeción (representados como los puntos naranjas 1 y 2) la sujeción es mediante tornillos para el montaje del radiador, estos puntos en la estructura del radiador son fijos.
- La zona de anclaje del motor dispondrá de tres puntos de sujeción (representado como los círculos rojos 1, 2, 3) la sujeción es mediante tornillos para el montaje de los motores, los puntos 1 y 2 de la estructura son móviles en las tres direcciones del eje de coordenadas mostrado en la imagen 8, mientras el punto de sujeción 3 es un punto fijo.
- La zona de anclaje del dinamómetro dispondrá de cuatro puntos de sujeción (representados como los círculos 1, 2, 3 y 4) la sujeción es mediante tornillos para el montaje del dinamómetro, estos puntos en la estructura del dinamómetro son fijos.

3.2 DISEÑO FUNCIONAL

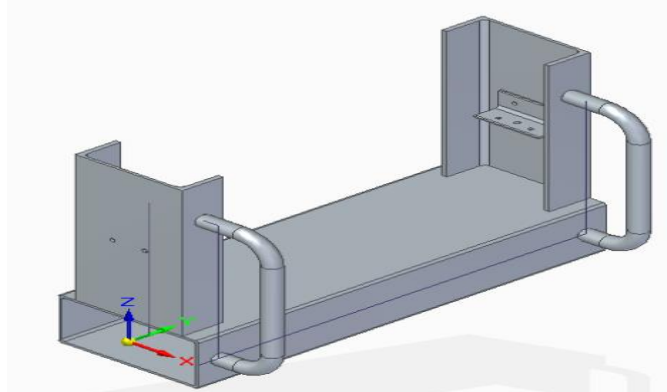
El funcionamiento está basado en el diseño de una estructura modular conformada por tres estructuras diferentes, para la sujeción del radiador, motor y dinamómetro respectivamente, permitiendo la sujeción de los elementos mencionados. Esta estructura modular debe ser rígida y resistente en el momento de la unión de los elementos mencionados.

En la imagen 10, se muestra la estructura independiente del radiador, basadas en las dimensiones del radiador seleccionado, el método de sujeción de los soportes es mediante tornillos.

Para los soportes en los cuales va la unión directa con el radiador, se utilizara un perfil en L, agujereado de tal forma que encaje con los soportes del radiador, este perfil también se utilizará para las bases que soportan la unión directa con el radiador.

La base que soporta el perfil en L, se diseñó con un perfil en I, de tal forma que esta genere estabilidad y evite que por la fuerza gravitatoria la estructura llegue a un punto y pueda volcarse.

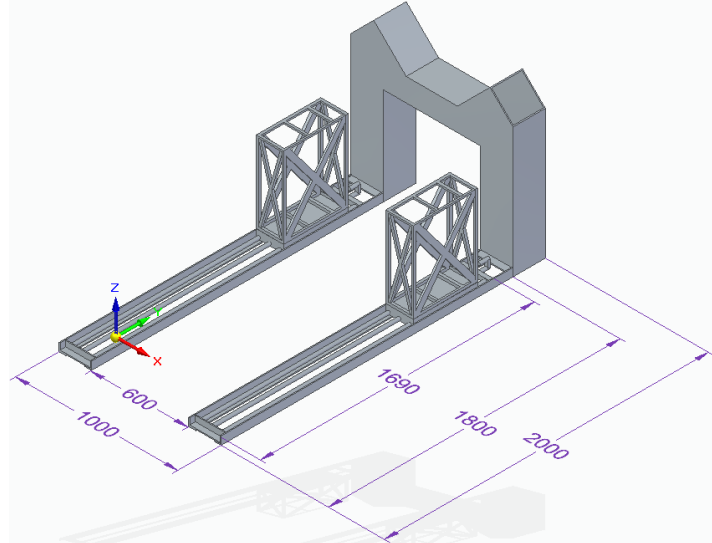
Imagen 10. Estructura Independiente del Radiador



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 11, se muestra la estructura independiente del motor con unas dimensiones basadas en las medidas máximas de los motores especificados. Esta estructura dispondrá de mecanismos en los ejes X, Y, Z; que permita la sujeción de los motores.

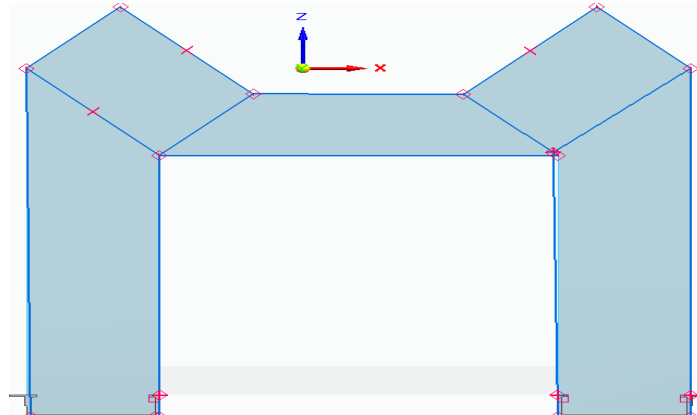
Imagen 11. Estructura Independiente del Motor



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 12, se muestra una parte de la estructura del motor que está conformada por tubos en acero de perfil cuadrado, donde su función es servir como punto de apoyo en el sector del motor donde está ubicado el cigüeñal.

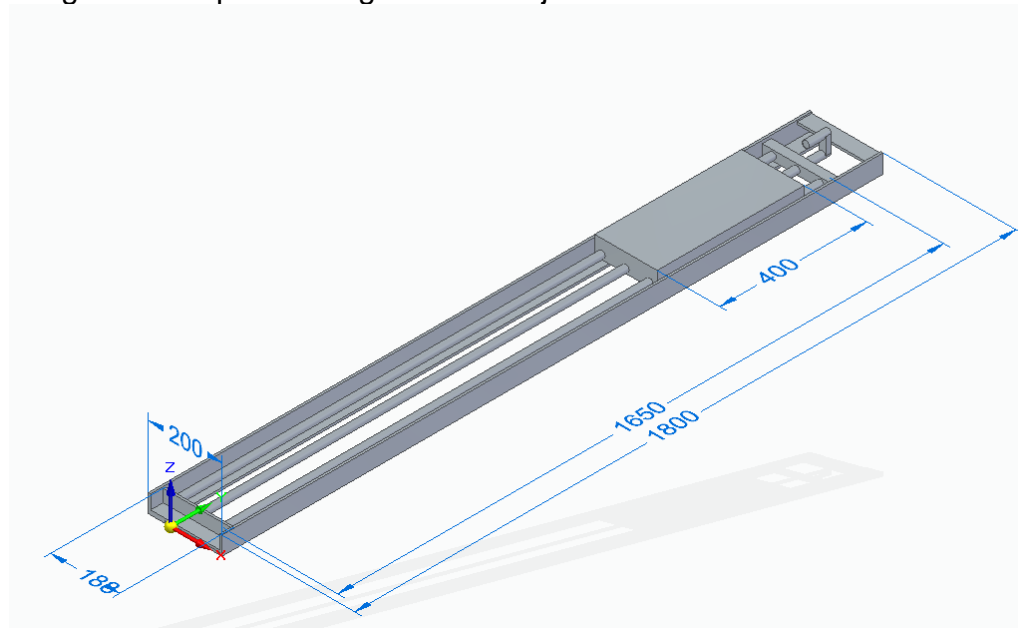
Imagen 12. Estructura en tubo de perfil cuadrado



Fuente : Elaboración propia

En la imagen 13, se muestra el sistema de guías compuesto por varillas que sirven como guías y un tornillo de potencia, este mecanismo esta soldado a la estructura de la imagen 12. Tiene como fin permitir el movimiento en el eje Y de las otras estructuras que soportaran el motor.

Imagen 13. Soportes de guías en el eje Y

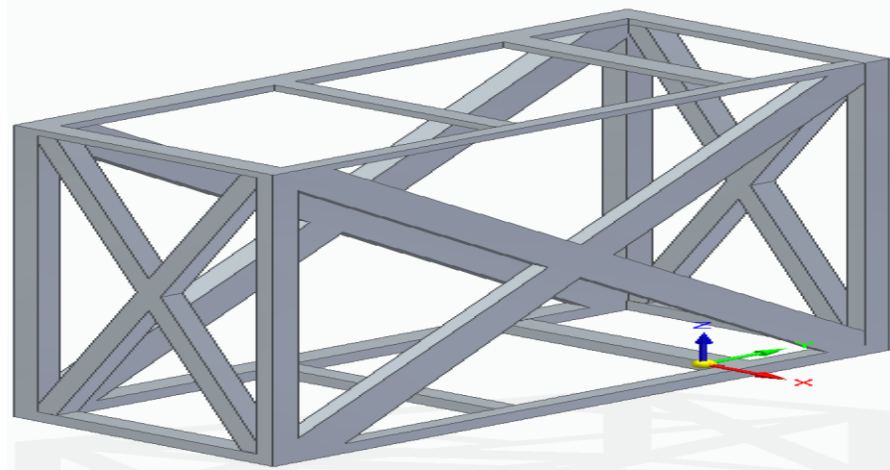


Fuente: Elaboración propia

Las medidas correspondientes a la imagen 13 se deben a la medida del motor más largo. Para la distancia de 1600 mm, se estipuló esta medida para cubrir el motor más largo, siendo el Cummins ISX con un largo de 1412 mm.

En la imagen 14, se muestra la estructura que ayudara a dar rigidez al mecanismo de elevación en el eje Z para soportar el motor, dicha estructura está conformada por vigas en perfil cuadrado. Estará soldada al mecanismo que permite el movimiento en el eje Y.

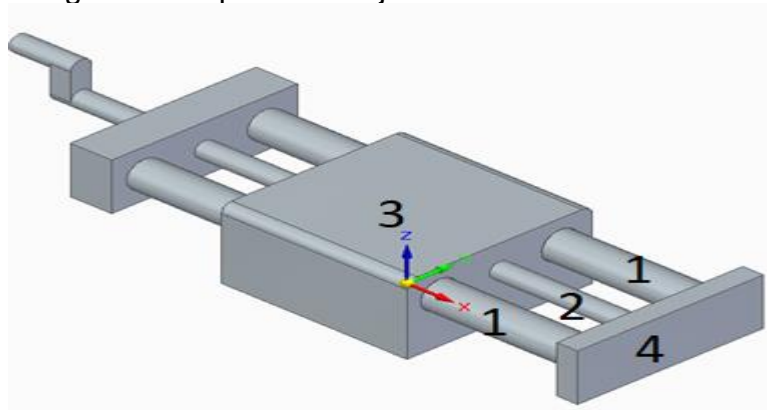
Imagen 14. Estructura del mecanismo del movimiento vertical



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 15, se muestra el soporte de sujeción del motor que permite el movimiento en el eje X de la placa de sujeción que se acoplará al motor, mediante un tornillo de potencia que permitirá el movimiento ya mencionado.

Imagen 15. Soporte de sujeción al motor



Fuente: Elaboración propia

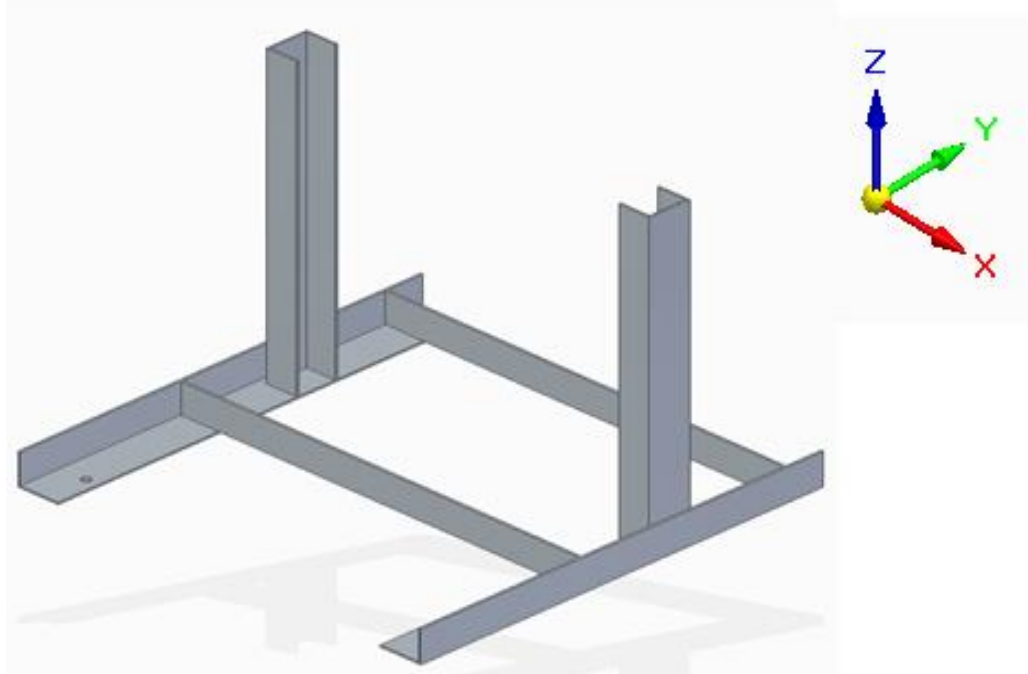
De la imagen 15, los números mostrados representan lo siguiente:

1. Hace referencia al sistema de guía que va a permitir una mayor resistencia en el momento que se acople el motor a la placa.

2. Es el tornillo de potencia, que permite el movimiento transversal de la placa de sujeción.
3. Es el soporte del sistema de guías y de la tuerca de potencia, que permite el movimiento el tornillo de potencia.
4. Es la placa de sujeción, que se acopla mediante tornillos al bloque del motor.

En la imagen 16, se muestra la estructura independiente del dinamómetro, basada en dimensiones del catálogo del fabricante. La estructura está compuesta por vigas de perfil en L. Esta dispondrá de un sistema de graduación que permita variar la altura del dinamómetro para el acoplamiento entre el cigüeñal de los diferentes motores y el eje de entrada del dinamómetro, dicho sistema será seleccionado en la evaluación de alternativas.

Imagen 16. Estructura Independiente del Dinamómetro



Fuente: Elaboración propia

Cada parte del diseño funcional presentado tiene que disponer de un sistema de transporte por ruedas industriales que permita el movimiento de la estructura modular en la USD.

3.3 EVALUACION Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Las siguientes tres alternativas, están ideadas para las dos evaluaciones que se tienen que realizar, que son el sistema de graduación vertical de los soportes que acoplan el motor y el sistema de graduación vertical del dinamómetro.

3.3.1 Alternativas. Para realizar las evaluaciones se seleccionaron las siguientes tres alternativas.

- Elevación mediante soporte hidráulico, “su principal funcionamiento es absorber mucho mejor las vibraciones”¹⁰ y conservar una perfecta estabilidad, cuando el motor es instalado y probado, generando cierta fuerza por lo tanto los soportes que acoplan el motor y el sistema de graduación del dinamómetro en el momento de la prueba deben absorber las vibraciones producidas por el movimiento del motor.
- Elevación mediante tornillo de potencia, “tiene como fin transformar un movimiento de rotación en un movimiento rectilíneo con el fin de transmitir fuerza o potencia”¹¹, entre sus principales aplicaciones están los gatos mecánicos para la elevación de vehículos, para la elevación de cargas y también para las máquinas universales de tracción y compresión. Las principales cualidades que presentan este mecanismo es la sencillez de su diseño, bajo costo y exactitud en la fabricación.
- Elevación mediante soporte tipo tijera, “el principio de funcionamiento del elevador se basa en una estructura metálica que utiliza la geometría y funcionamiento de las tijeras, para aumentar la distancia entre los extremos de las barras”¹², en este mecanismo el elemento que genera la fuerza aplicada es realizada mediante un tornillo de potencia, esta alternativa solo va ser evaluada para el sistema de graduación vertical de los soportes del motor.

Las alternativas anteriormente propuestas para las dos evaluaciones que posteriormente se van a realizar, según lo descrito cumplen con los parámetros ya establecidos.

3.3.2 Evaluación de las alternativas. Para evaluar las alternativas se usara el método de ponderación lineal (Scoring), se escogió este método debido a que

¹⁰ AnonymousAlianza Automotriz » Soporte hidráulico. [1]. [Consultado el Nov 21,2017]. Disponible en: <http://www.alianzaautomotriz.com/tips/soporte-hidraulico/>

¹¹ DE andUniversidad De Los Andes, ESCUELA DE MECANICA CATEDRA DE DISEÑO. TORNILLOS DE POTENCIA [0]:MERIDA:

¹² PABLO MARTINEZ DEL POZO. DISEÑO, CALCULO Y DIMENSIONADO DE UNA PLATAFORMA ELEVADORA MOVIL DE PERSONAL CON ACCIONAMIENTO HIDRAULICO

identifica de manera muy sencilla la solución en un problema de decisión multicriterio. El método dispone de las siguientes etapas.

- Identificar una meta general del problema
- Identificar las alternativas
- Listar los criterios a emplear en la toma de decisión
- Asignar una ponderación para cada uno de los criterios
- Establecer en cuanto satisface cada alternativa a nivel de cada uno de los criterios
- Calcular el puntaje para una de las alternativas
- La alternativa con el puntaje más alto representa la alternativa a recomendar

La ecuación de Ponderación Lineal (Scoring), permite calcular el Score mediante una ponderación lineal de una alternativa propuesta.

$$S_j = \sum_i W_i r_{ij}$$

Donde:

r_{ij} = rating de la Alternativa j en función del criterio i

W_i = Ponderación para cada criterio i

S_j = Score para la Alternativa j

Los criterios seleccionados para las alternativas son los siguientes:

- Costos, este criterio se establece debido a que la fabricación debe ser lo más económica posible, sin afectar la funcionalidad de la estructura.
- Mantenimiento, este criterio se establece debido a que los mecanismos de graduación de las estructuras del motor y dinamómetro sean menos frecuentes, para que la empresa tenga menos gastos y la estructura tenga más ciclos de uso.
- Ensamble, este criterio se establece debido a que debe ser lo más sencillo posible, puesto que el mecanismo no debe incomodar la unión de las tres partes de la estructura modular.

- Ergonomía, este criterio se establece debido a que la estructura tiene que ser de fácil operación, con el fin de darle facilidad al operario de la empresa en el ensamble de la estructura modular y en el montaje del motor.
- Rigidez, este criterio se establece debido a que la estructura tiene que ser lo suficientemente rígida para soportar todas las cargas que producen los motores en el momento del funcionamiento de motor o en su estado normal.

La ponderación para cada uno de los criterios de selección se da en una escala de 1 a 5 puntos y se denomina de la siguiente manera.

1. Muy poco importante
2. Poco importante
3. Importancia media
4. Algo importante
5. Muy importante

En la tabla 11, se asignó un valor de ponderación según lo establece el método a cada criterio establecido

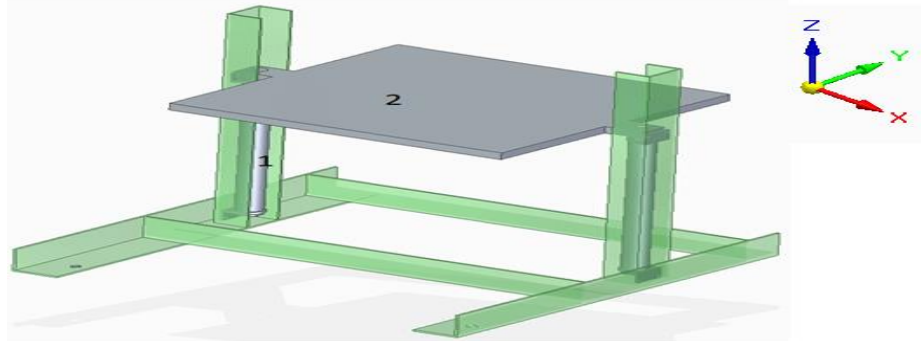
Tabla 11. Ponderación de alternativas

Soporte de la estructura	
Criterios	Ponderación W_i
Costos	5
Mantenimiento	3
Ensamble	4
Ergonomía	5
Rigidez	5

Fuente: Elaboración propia

3.3.2.1 Evaluación del sistema de graduación del dinamómetro. La alternativa que de los cilindros hidráulicos, tiene dos cilindros, que están acoplados en las esquinas de la placa que sostiene el dinamómetro, estos cilindros permiten el ascenso o descenso del dinamómetro y darle una estabilidad a la estructura del elemento mencionado. En la imagen 17, se muestra un bosquejo de la estructura del dinamómetro, con el sistema de graduación mediante cilindros hidráulicos.

Imagen 17. Estructura del dinamómetro con soportes hidráulicos



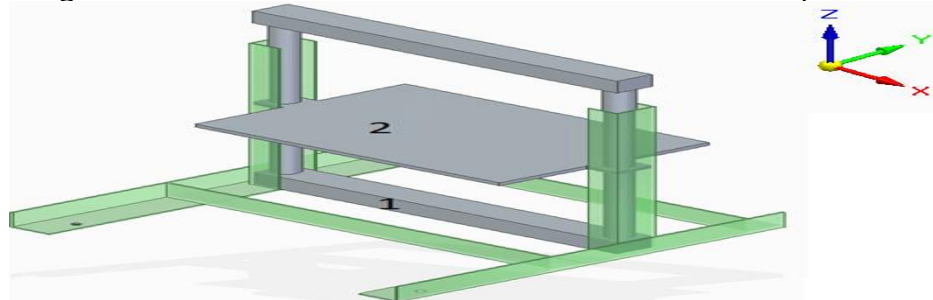
Fuente: Elaboración propia

En la imagen 17, la referencia es:

1. Representa los cilindros hidráulicos
2. Representa la placa la cual soportará el dinamómetro

La alternativa 2 que está conformada por tornillos de potencia, está compuesta por dos tornillos que se enroscan con tuercas ubicadas en las esquinas de la placa que sostiene el dinamómetro. Mediante la rotación de los tornillos se va permitir transmitir la fuerza necesaria para ascender o descender el dinamómetro, debido a que los tornillos van a comportarse como una columna en la estructura por lo tanto, deben ser resistentes y rígidos para soportar el dinamómetro. En la imagen 18, se muestra un bosquejo de la estructura del dinamómetro, con el sistema de graduación mediante tornillos de potencia.

Imagen 18. Estructura del dinamómetro con tornillos de potencia



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 18, la referencia es:

1. Representa una parte de la estructura que dispone del tornillo de potencia.
2. Representa la placa, la cual soporta el dinamómetro y esta contiene en las esquinas sus respectivas tuercas de potencia para cada tornillo.

Para establecer el rating de satisfacción para cada alternativa se emplea una escala de 9 puntos que se denomina de la siguiente manera.

- | | |
|---------------|---------------|
| 1. Extra bajo | 6. Poco alto |
| 2. Muy bajo | 7. Alto |
| 3. Bajo | 8. Muy alto |
| 4. Poco bajo | 9. Extra alto |
| 5. Medio | |

La tabla 12 y 13, muestra el rating de satisfacción y el score de las dos alternativas respectivamente, para evaluar la alternativa más viable para el sistema de graduación del dinamómetro.

Tabla 12. Rating de satisfacción sistema de graduación del dinamómetro

Soporte del motor	Criterios	Soporte hidráulico	Soporte Tornillo de potencia
	Costos	6	6
	Mantenimiento	7	5
	Ensamble	8	5
	Ergonomía	7	6
	Rigidez	6	6

Fuente: Elaboración propia

Tabla 13. Score de alternativas del sistema que gradúa el dinamómetro

Soporte del motor	Criterios	Ponderación W_i	Soporte hidráulico	Soporte Tornillo de potencia
	Costos	5	6	6
	Mantenimiento	3	7	5
	Ensamble	4	8	5
	Ergonomía	5	7	6
	Rigidez	5	6	6
SCORE S _j			148	125

Fuente: Elaboración propia

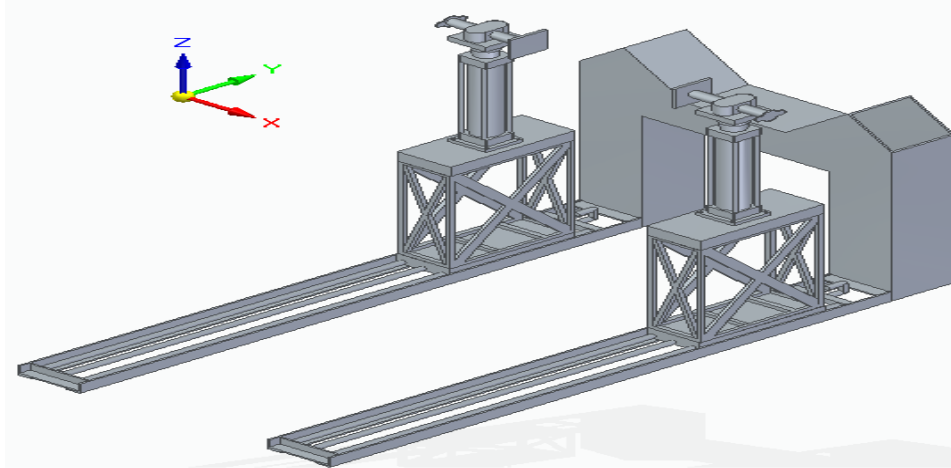
Al aplicar el método de ponderación lineal Scoring, se puede apreciar que la opción más viable para el sistema de graduación vertical del dinamómetro es el soporte hidráulico ya que su Scoring es mayor como se muestra en la tabla 13.

3.3.2.2 Evaluación del sistema de graduación de los soportes que acoplan al motor. La alternativa 1 es el soporte hidráulico, resistirá la fuerza que el motor produzca en

el momento de ser instalado y probado, debe absorber la carga estática del motor, limitando el movimiento, asegurando así una amortiguación de la transmisión de vibración y ruido de la estructura producida en el momento de realizar la prueba.

El soporte hidráulico debe estar conectado a la estructura, y al motor, en la estructura se diseña un sistema de corredera, de tal forma que el desplazamiento de los brazos o soportes tengan libertad de movimiento, logrando acoplarse a los diferentes tamaños de los motores, como se muestra en la imagen 19.

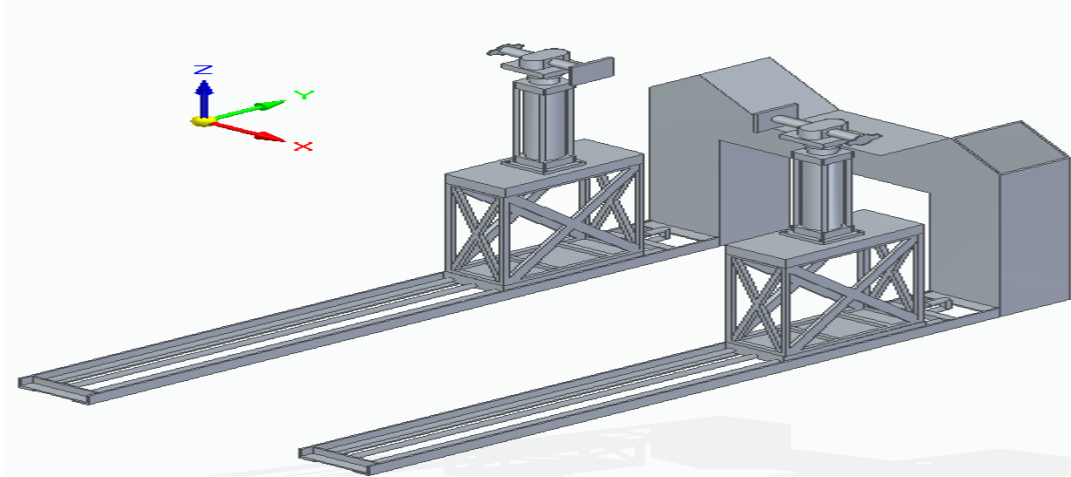
Imagen 19. Sistema de graduación vertical mediante cilindro hidráulico



Fuente: Elaboración propia

La alternativa 2, en la estructura es el tornillo de potencia, que debe soportar la fuerza aplicada por el motor al momento de instalarse y de realizar la prueba. Esta alternativa tiene que evitar que el motor se mueva y generar estabilidad cuando el motor sea acoplado. En la imagen 20 se muestra como los tornillos de potencia deben estar conectados a la estructura del motor.

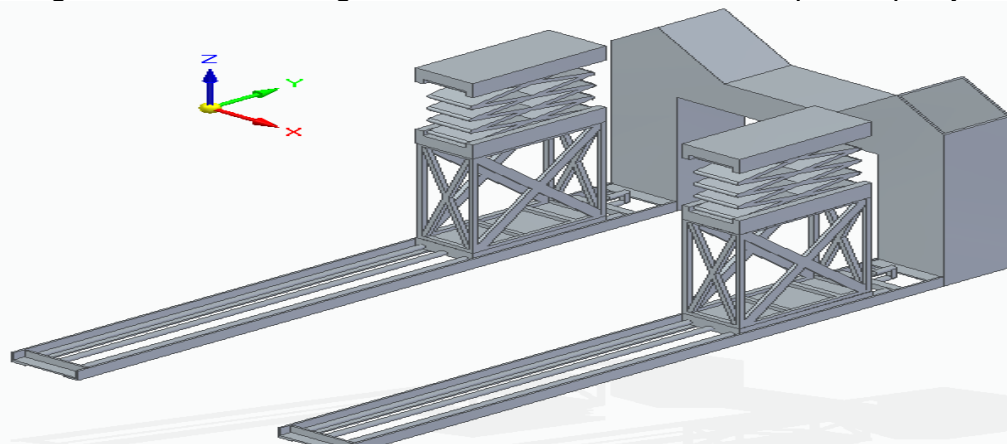
Imagen 20. Sistema de graduación vertical mediante cilindro hidráulico



Fuente: Elaboración propia

La alternativa 3, es la plataforma de elevación con soporte tipo tijera, esta plataforma debido a su distribución en el mecanismo es lo suficientemente rígida para soportar las cargas dinámicas y estáticas producidas por los motores ya especificados; así mismo, tiene que evitar que el motor se mueva y generar estabilidad en el ajuste del motor. En la imagen 21 se muestra como la plataforma está conectada a la estructura del motor.

Imagen 21. Sistema de graduación vertical, mediante soporte tipo tijera



Fuente: Elaboración propia

Las tres alternativas propuestas, deben tener en la parte de sujeción del motor el diseño de una placa agujereada, la cual se acomodará a la geometría de los 7 motores especificados.

Las tablas 14 y 15, muestran el rating de satisfacción y el score de las tres alternativas respectivamente, para evaluar la más viable para el sistema.

Tabla 14. Rating de satisfacción de la alternativa de graduación del motor

Soporte del motor	Criterios	Soporte hidráulico	Soporte Tornillo de potencia	Soporte tipo tijera
	Costos	5	8	7
	Mantenimiento	5	7	8
	Ensamble	8	9	6
	Ergonomía	7	7	8
	Rigidez	6	6	8

Fuente: Elaboración propia

Tabla 15. Score de la alternativa de graduación del motor

Soporte del motor	Criterios	Ponderación W_i	Soporte hidráulico	Soporte Tornillo de potencia	Soporte tipo tijera
	Costos	5	5	8	7
	Mantenimiento	3	5	7	8
	Ensamble	4	8	7	6
	Ergonomía	4	7	7	8
	Rigidez	5	6	6	8
SCORE Sj			130	147	155

Fuente: Elaboración propia

Al aplicar el método de ponderación lineal Scoring, se puede apreciar que el método más viable para el sistema de graduación vertical del motor es el soporte tipo tijera ya que su Scoring es mayor como se muestra en la tabla 14.

4. DISEÑO DETALLADO DEL PROYECTO

El siguiente diseño detallado de la estructura modular del banco de pruebas, está compuesto por el diseño de tres estructuras correspondientes cada una para el sistema de refrigeración, los motores correspondientes, dinamómetro y el diseño de un acople entre el cigüeñal del motor y el eje de entrada del dinamómetro.

Este capítulo tendrá el diseño de vigas para la estructura soporte del motor, dinamómetro y sistema de refrigeración; también tendrá el diseño de tornillos de sujeción entre los motores correspondientes a la estructura soporte – motor mediante un placa, para la unión del dinamómetro a la plataforma y para la sujeción de los acoples entre el cigüeñal del motor y el eje de entrada del dinamómetro; se realizarán cálculos de soldadura para la uniones de las vigas que conforman las tres estructuras correspondientes.

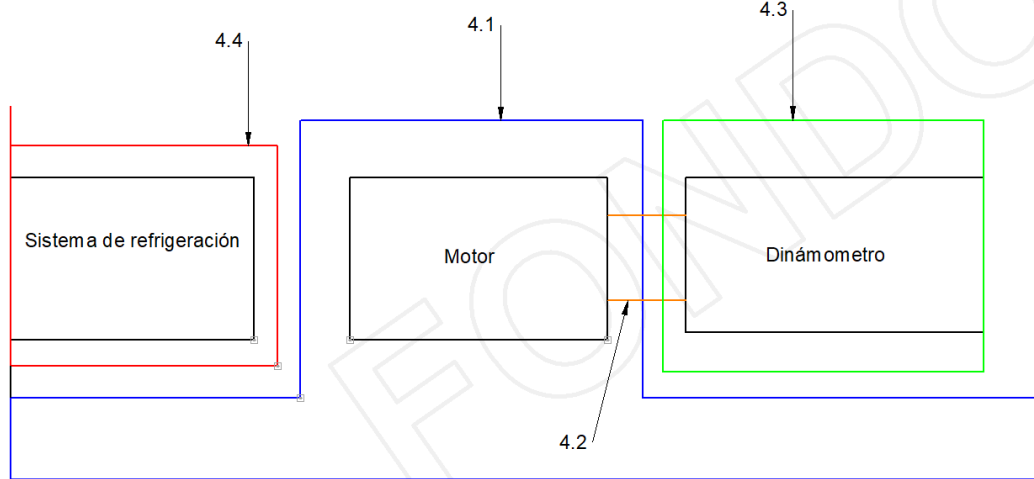
Para la graduación correspondiente a la estructura del motor, en los ejes X,Y,Z; se diseñarán tornillos de potencia y guías para el movimiento en la dirección X y Y; para el movimiento en el eje Z, se diseñará una plataforma mecánica en tijera, accionada por tornillo de potencia.

Para la graduación del movimiento en el eje Z del dinamómetro, se diseñara el circuito hidráulico que permita la graduación del dinamómetro, se van a seleccionar dos cilindros hidráulicos, una bomba hidráulica y se va a diseñar el tanque de almacenamiento del fluido hidráulico.

El acople entre el cigüeñal del motor y el eje de entrada del dinamómetro, este acople se diseñará mediante platos que se puedan acoplar entre sí, es decir, cada motor especificado anteriormente, se diseñará un plato que se acople mediante tornillos al cigüeñal de cada motor, de la misma manera se diseñará un plato que acople con el eje del dinamómetro. La unión entre los platos acoplados al motor y al dinamómetro, se unión se realiza mediante tornillos. Las tres estructuras dispondrán de ruedas con frenos que permitan su movimiento en el taller, las ruedas se seleccionaran mediante catálogo.

En la imagen 22, se representa el bosquejo de la estructura general del diseño detallado del proyecto, donde se representa esquemáticamente el orden de diseño de la estructura modular del banco de pruebas.

Imagen 22. Bosquejo de la estructura general del proyecto



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 22, se especifica lo siguiente

- 4.1 Estructura soporte del motor
- 4.2 Sistema de acoplamiento motor-dinamómetro
- 4.3 Estructura soporte del dinamómetro
- 4.4 Estructura sistema de refrigeración

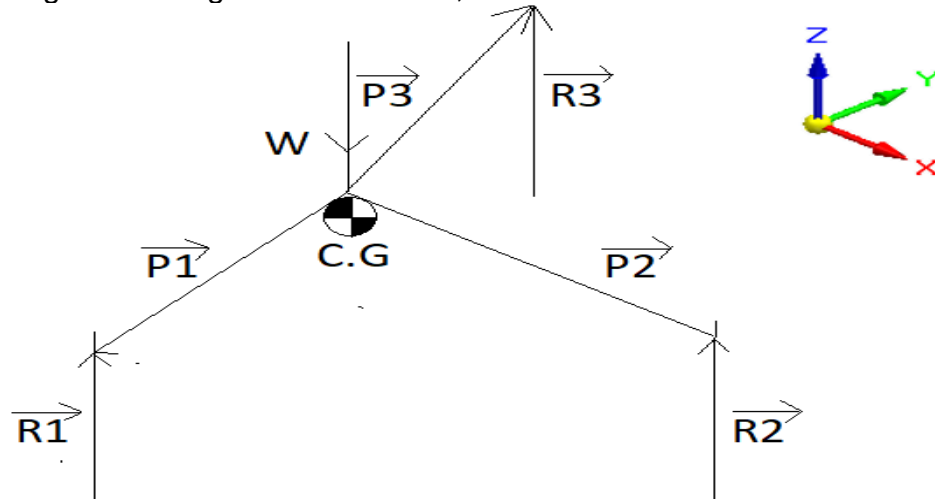
Para el desarrollo del diseño detallado de la estructura soporte motor, lo primero que se realizó fue el análisis de cargas estáticas y dinámicas, que tiene como objetivo hallar las reacciones que soportará la estructura soporte motor, para ambos análisis de cargas; primero se proseguirá con el análisis del diagrama de fuerzas, análisis de modelamiento matemática y por último el método de solución matricial.

4.1 ANÁLISIS DE CARGAS ESTÁTICAS DE LA ESTRUCTURA DEL MOTOR

En el análisis estático, lo primero que se va a realizar es el diagrama de fuerzas, representado en la imagen 23. En el diagrama de fuerzas está representando el peso del motor (W) y los vectores posición (P) correspondiente a cada soporte, donde estos soportes generan una reacción (R).

Estos vectores están con respecto al centro geométrico del bloque del motor (C.G) y no están con respecto al centro de gravedad, debido a que la rectificadora no tienen el dato exacto correspondiente a cada motor especificado y no tienen el equipo y la maquinaria correspondiente para realizar la medición del centro de gravedad de los motores.

Imagen 23. Diagrama de fuerzas, análisis estático



Fuente: Elaboración propia

Lo primero que se realizó, fue igualar la sumatoria de fuerzas a cero, para posteriormente deducir tres ecuaciones que muestran las correspondientes ecuaciones en los vectores X, Y,Z en las posiciones i, j, k correspondientemente.

$$\sum \vec{F} = \vec{0}$$

$$\vec{0} = -\vec{W} + \vec{R1} + \vec{R2} + \vec{R3}$$

$$\hat{i}: 0 = 0$$

$$\hat{j}: 0 = 0$$

$$\hat{k}: -W + R1z + R2z + R3z = 0$$

Lo segundo que se realizó, fue igualar la sumatoria de momentos en el centro geométrico igual a cero, para posteriormente realizar el producto cruz entre el vector correspondiente a cada reacción (R) y al vector posición (P).

$$\sum \vec{M}_{C.G} = \vec{0}$$

$$\vec{0} = \vec{P1} \times \vec{R1} + \vec{P2} \times \vec{R2} + \vec{P3} \times \vec{R3}$$

$$\vec{0} = [(P1x\hat{i} + P1y\hat{j} + P1z\hat{k}) \times (R1x\hat{i} + R1y\hat{j} + R1z\hat{k})] + [(P2x\hat{i} + P2y\hat{j} + P2z\hat{k}) \times (R2x\hat{i} + R2y\hat{j} + R2z\hat{k})] + [(P3x\hat{i} + P3y\hat{j} + P3z\hat{k}) \times (R3x\hat{i} + R3y\hat{j} + R3z\hat{k})]$$

Debido a lo anterior se encuentran tres ecuaciones con tres incógnitas, donde cada reacción encontrada en el sistema de ecuaciones corresponde a los soportes de la estructura del motor.

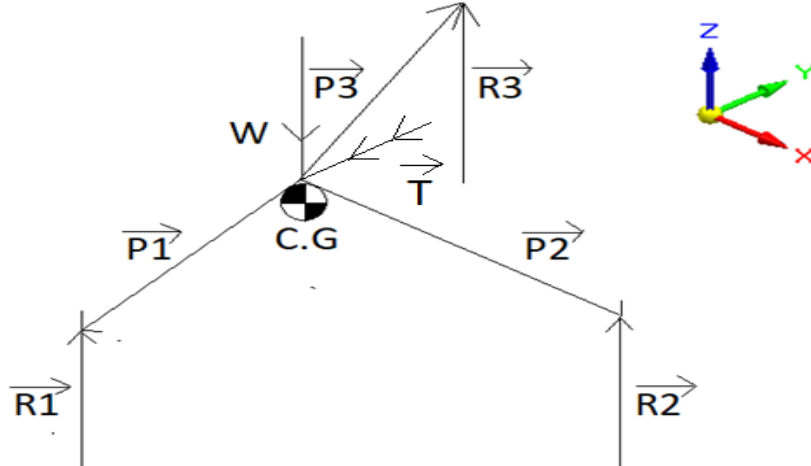
$$1) W = R1z + R2z + R3z$$

$$2) 0 = (P1y * R1z) + (P2y * R2z) + (P3y * R3z)$$

$$3) 0 = (-P1x * R1z) + (-P2x * R2z) + (-P3x * R3z)$$

4.1.1 Análisis de cargas dinámicas de la estructura soporte del motor. En el análisis dinámico, lo primero que se realizó es el diagrama de fuerzas, representado en la imagen 24, en el diagrama está representando el peso del motor (W), el torque del motor (T) y los vectores posición (P) correspondientemente a cada soporte que generan una reacción (R).

Imagen 24. Diagrama de fuerzas, análisis dinámico



Fuente: Elaboración propia

Al proseguir con el procedimiento ya descrito en el análisis de cargas estáticas de la estructura soporte del motor. Se encuentran tres ecuaciones con tres incógnitas, donde cada reacción encontrada en el sistema de ecuaciones corresponde a los soportes de la estructura del motor.

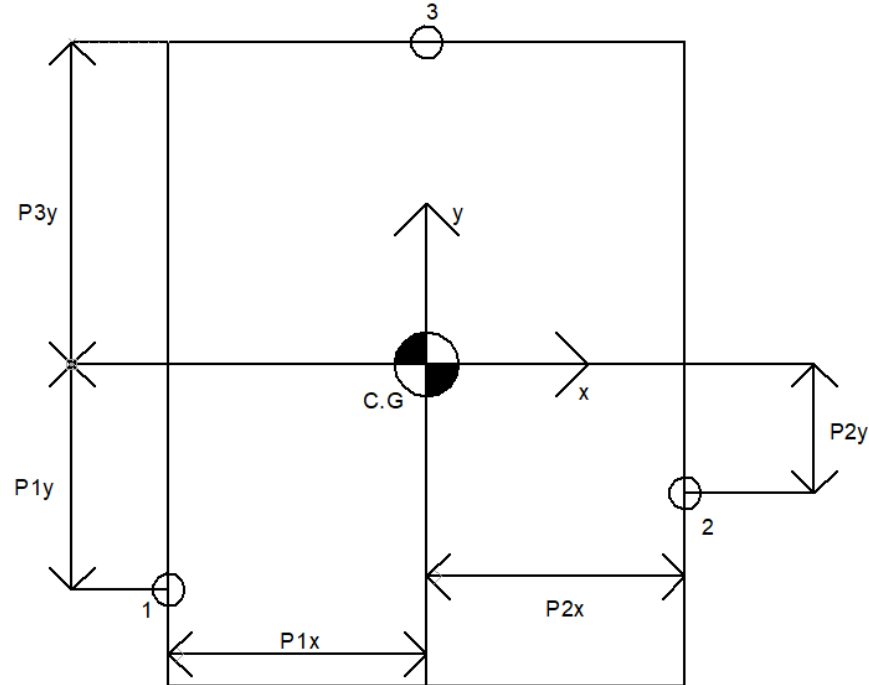
$$1) W = R1z + R2z + R3z$$

$$2) 0 = (P1y * R1z) + (P2y * R2z) + (P3y * R3z)$$

$$3) -T = (-P1x * R1z) + (-P2x * R2z) + (-P3x * R3z)$$

En la imagen 25, se muestra un bosquejo de la vista superior del bloque del motor, soportado por 3 puntos de apoyo.

Imagen 25. Bosquejo de la vista superior del motor



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 25, se muestran las respectivas cotas necesarias para el desarrollo del sistema de ecuaciones del análisis estático y dinámico. En la tabla 16, se muestran los valores de las cotas mostradas en la imagen 25, para cada motor.

Tabla 16. Cotas de posición de los soportes para cada motor

MOTOR	P1x (cm)	P2x (cm)	P3x (cm)	P1y (cm)	P2y (cm)	P3y (cm)
NPR 4HG1	-15,85	15,85	0	-20,4	-7	27
HINO J05	-13,8	15	0	-13,25	-12,65	27,75
TOYOYA 14V	-14,9	14,9	0	-8,95	-6,75	26,25
KIA 2,7 D	-14,25	14,25	0	-1,9	-2,65	25
AGRALE MWM	-17,1	17,1	0	-29,45	-29,95	37,25
CUMMINS ISC	-17,75	17,75	0	-32,15	-20	40
CUMMINS ISX	-10,15	10,15	0	-62,75	-64,66	70,6

Fuente: Elaboración propia

Para resolver los sistemas de ecuaciones, del análisis estático y dinámico de la estructura del motor, se aplica la siguiente ecuación¹³.

¹³ GROSSMAN, Stanley I.; DAMY SOLÍS, Abelardo Ernesto and FLORES GODOY, José Job. Algebra lineal. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 87

$$A.X = b$$

Donde A es la matriz cuadrada de 3X3, X es el vector buscado y b el vector conocido que son los siguientes.

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ +P1y & +P2y & +P3y \\ -P1x & -P2x & -P3x \end{bmatrix}$$

$$b = \begin{bmatrix} W \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$X = \begin{bmatrix} R1z \\ R2z \\ R3z \end{bmatrix}$$

Según el teorema 3 del libro de álgebra lineal de Grossman dice que “sean A y B dos matrices invertibles de n x n, entonces A B es invertible”¹⁴, al anterior teorema 3 se asume que la matriz A es invertible, por lo tanto para hallar el vector buscado X, es mediante el producto entre la inversa de la matriz A y el vector conocido b, como se muestra en la siguiente ecuación¹⁵.

Al solucionar las ecuaciones para cada motor, por medio del procedimiento explicado anteriormente, en la tabla 16, se muestran las correspondientes reacciones en los tres puntos de apoyo de la estructura del motor, en condiciones estáticas y dinámicas, según los motores especificados anteriormente. La solución está ubicada en los anexos, en el archivo de reacciones estáticas y dinámicas, donde se muestra el procedimiento para hallar las reacciones generadas por la estructura del motor según los motores especificados.

¹⁴ GROSMMAN, Stanley I.; DAMY SOLÍS, Abelardo Ernesto and FLORES GODOY, José Job. Algebra lineal. México: Mc Graw Hill, 2008 pag 96).

¹⁵ GROSMMAN, Stanley I.; DAMY SOLÍS, Abelardo Ernesto and FLORES GODOY, José Job. Algebra lineal. México: Mc Graw Hill, 2008 pag 96

Tabla 17. Reacciones dinámicas y estáticas

Motor	análisis estático			análisis dinámico		
	R1z (N)	R2z (N)	R3z (N)	R1z (N)	R2z (N)	R3z (N)
CUMMINS ISX	3086,35	3086,35	5569,86	-9357,48	15354,47	5745,58
NPR-4HG1	2083,03	2083,034	2113,89	1281,62	3200,29	1798,04
HINO J05	2985,07	2746,27	2677,21	788,01	4975,96	2644,58
TOYOTA 14B	2001,38	2001,38	1197,02	1354,15	2691,7	1153,87
KIA 2,7 D	1501,98	1501,98	273,36	915,75	2072,30	289,26
AGRALE MWM	1898,27	1898,27	3027,05	430,83	3354,80	3037,97
CUMMINS ISC	2116,91	2116,91	2567,37	-1192,16	6064,17	1929,19

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 18 y 19, se muestran las reacciones máximas a tensión y a compresión, para la tabla 17, solo se tiene en cuenta R1Z, para los motores CUMMINS ISX y CUMMINS ISX; debido a que sus reacciones son negativas, es decir están a compresión.

Tabla 18. Máximas reacciones a tensión en los tres puntos de apoyo

R1Max (N)	R2Max (N)	R3Max (N)
3086,353606	15354,471	5745,58161

Fuente: Elaboración propia

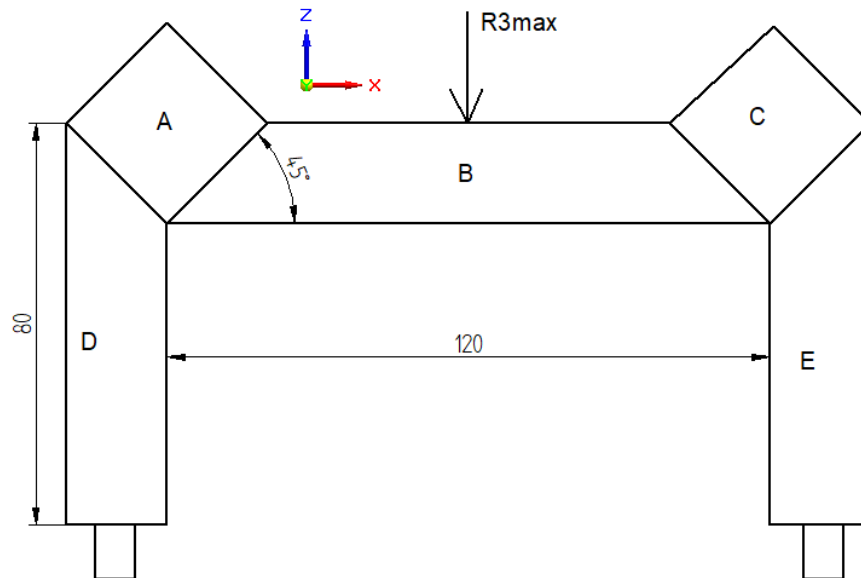
Tabla 19. Máxima reacción a compresión

Motor	R1z (N)
CUMMINS ISX	-9357,48265
CUMMIN ISC	-1192,16573

Fuente: Elaboración propia

4.1.2 Estructura soporte del anillo del cigüeñal. Esta parte de la estructura del motor, corresponde a la parte del motor donde se ubica la salida del cigüeñal, que se conecta al dinamómetro, este soporte se diseñó con el valor de R3 máximo de la tabla 17, en la imagen 26, se muestra la forma de la estructura a diseñar.

Imagen 26. Estructura soporte del anillo del cigüeñal



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 26, se muestra una estructura compuesta por tres vigas A, B, y C; por dos columnas D y E; y por dos ruedas industriales, ubicadas en la parte inferior de la estructura. Las uniones mostradas entre las vigas, columnas y ruedas son uniones soldadas.

La medida de 120 cm, se basa en que la estructura tiene que ser más ancha que los motores ensamblados con los periféricos. Por lo tanto la medida de 120 cm se da para cubrir el motor más ancho con periféricos que es el CUMMINS ISX con un ancho de 115 cm con periféricos.

La medida de 80 cm, cumple con el requerimiento ergonómico de la rectificadora, debido a que la estructura debe tener una altura que facilite la operario el ensamble del motor, manejo y operación del motor antes de la prueba de potencia del motor.

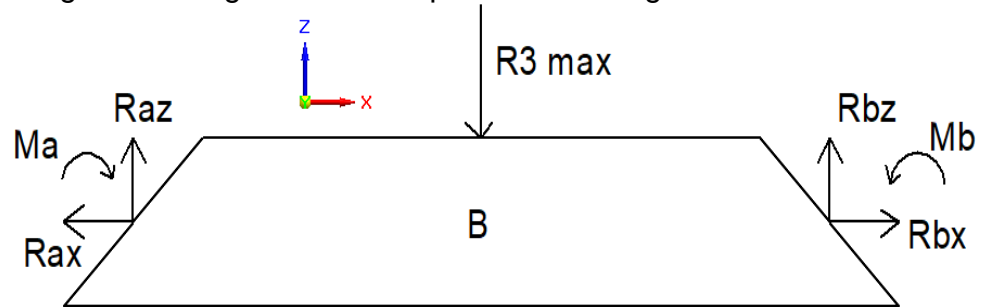
El ángulo de 45° , se asume como un criterio de diseño, debido a que este ángulo permite la ubicación de los diferentes formas y diámetros que tienen los anillos de los cigüeñales de cada motor especificado. El ángulo de 45° , es de corte para las vigas D, B y E; es de inclinación para las vigas A y C.

Posteriormente se calcula en realizar los diagramas de cuerpo libre de la estructura del cigüeñal. Para los diagramas de cuerpo libre, se asume que la carga $R3\max$ se aplica completamente en la viga B, como se muestra en la imagen 26.

En las imágenes 27, 28 y 29; se muestran los diagramas de cuerpo libre de las vigas A, B, C, D y E.

En la imagen 27, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga B mostrada en la imagen 26.

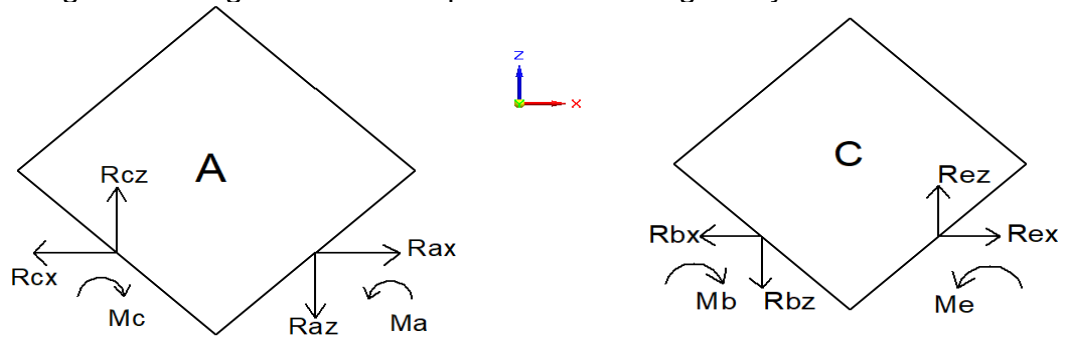
Imagen 27. Diagrama de cuerpo libre de la viga B



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 28, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la Viga A y C, mostradas en la imagen 26.

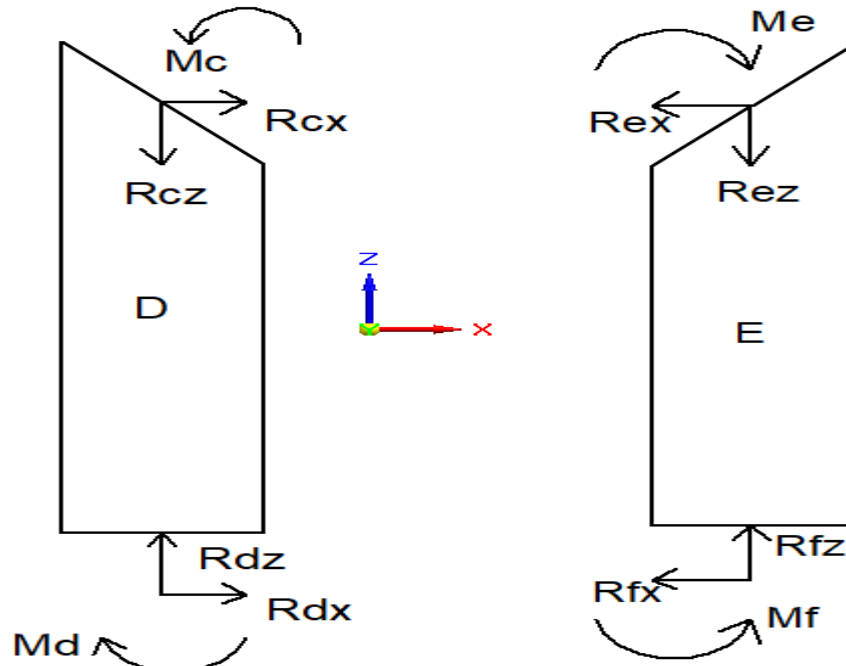
Imagen 28. Diagramas de cuerpo libre de las vigas A y C



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 29, se muestra el diagrama de cuerpo libre de las columnas D y E, mostradas en la imagen 26.

Imagen 29. Diagramas de cuerpo libre de las columnas D y E

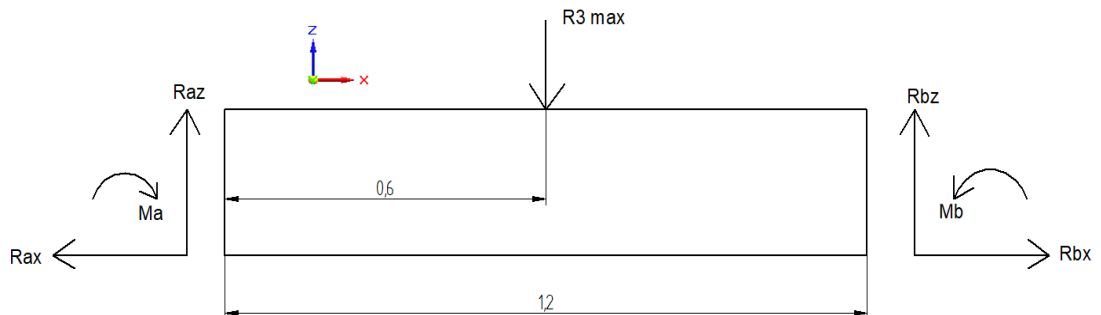


Fuente: Elaboración propia

El método de diseño de esta estructura es el análisis crítico de falla, donde se seleccionará la viga más crítica para el diseño de la estructura. Al analizar los diagramas de cuerpo libre, se puede notar que la viga más crítica entre los elementos mostrados en las imágenes 27, 28 y 29; es la viga B mostrada en la imagen 27, siendo esta la viga a diseñar.

4.1.2.1 Diseño de la viga B. Como se muestra en la imagen 26 y 27, la viga B, se muestra con dos cortes a 45° en los extremos. Para saber las dimensiones del perfil, se diseñará la viga B sin cortes mostrada en la imagen 30.

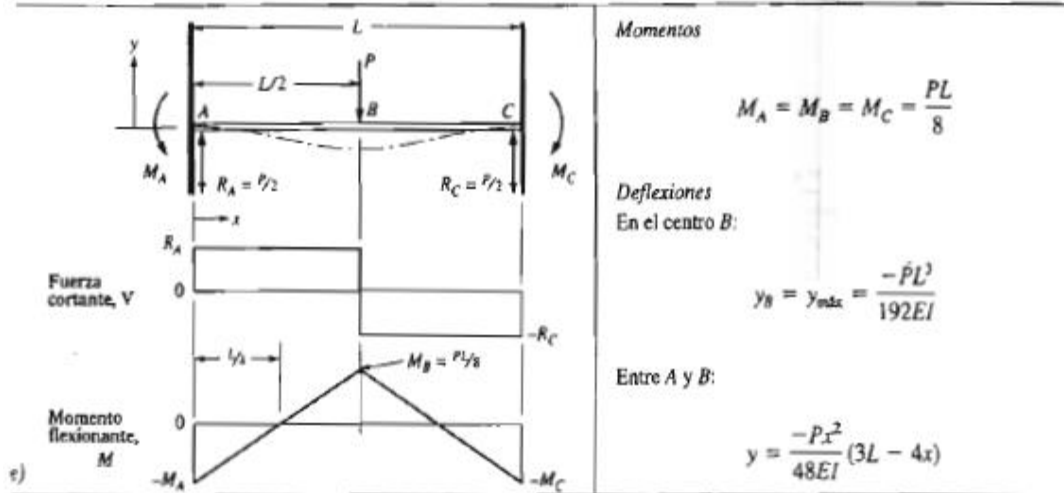
Imagen 30. Diagrama de cuerpo libre de la viga B, sin cortes



Fuente: Elaboración propia

El valor de los momentos mostrados en la imagen 30 son iguales, como se muestra en la imagen 31.

Imagen 31. Fórmulas de deflexión para vigas estáticamente indeterminadas, caso e



Fuente: MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. pag A-24

Para esta viga, se asume que todas las reacciones en el eje X son cero, ($R_X=0$).

El valor de R3 max mostrado en la imagen 30, es de 5745,58 N, al usar la fórmula de momento mostrada en la imagen 31, el valor de los momentos es el siguiente.

$$M_a = M_b = \frac{5745,58 \text{ N} * 1,20 \text{ m}}{8} = 861,83 \text{ Nm}$$

Al aplicar la sumatoria de momentos en A igual a cero según la imagen 29, el valor de Rbz es el siguiente.

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{bz} = \frac{5745,58 \text{ N} * 0,6 \text{ m}}{1,2 \text{ m}} = 2872,79 \text{ N}$$

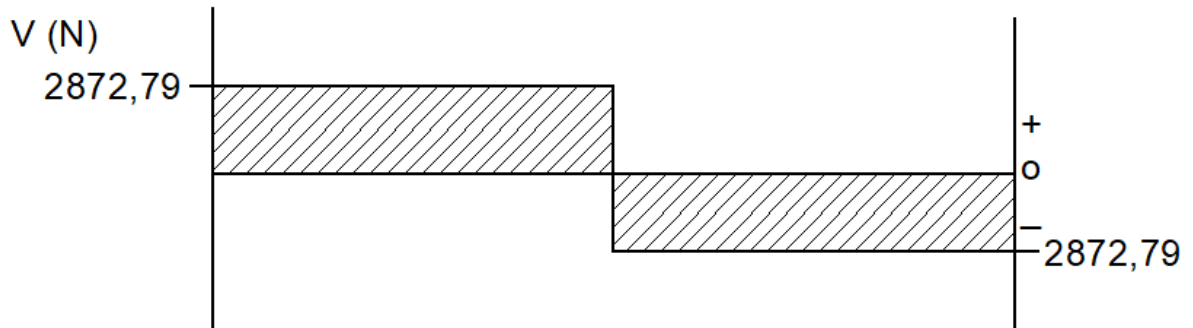
Al aplicar la sumatoria de fuerzas en el eje Z igual a cero según la imagen 30, el valor de Raz es el siguiente.

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{az} = 5745,58 \text{ N} - 2872,79 \text{ n} = 2872,79 \text{ N}$$

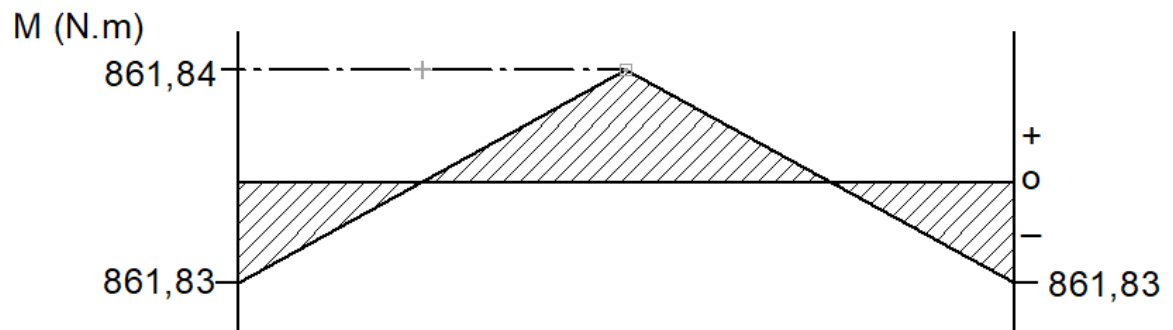
Se aplica el método de áreas para hallar los diagramas de fuerza cortante y momento flector. En las imágenes 32 y 33, se muestran el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momento flector respectivamente.

Imagen 32. Diagrama de fuerza cortante de la viga B sin cortes



Fuente: Elaboración propia

Imagen 33. Diagrama de momento flector de la viga B sin cortes



Fuente: Elaboración propia

Para la selección del perfil cuadrado estructural hueco, se usará el acero ASTM A500, que es el material suministrado por el catálogo de la empresa Colmena. El esfuerzo de fluencia del material es de 350 MPa, el factor de seguridad usado es de 3. Se selecciona este factor para el “diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas”¹⁶. Con la siguiente ecuación¹⁷, se calcula el esfuerzo permisible. Asumiendo el esfuerzo de fluencia como el esfuerzo último.

$$Factor\ de\ seguridad = \frac{\sigma_{\text{último}}}{\sigma_{\text{permisible}}}$$

¹⁶ MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 185

¹⁷ BEER, Ferdinand Pierre, *et al.* Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 28

$$\sigma_{permisible} = \frac{350 \text{ MPa}}{3} = 116,66 \text{ MPa}$$

Para seleccionar las medidas del perfil según el catálogo, se requiere calcular el módulo de sección requerido (S_{req}), con la siguiente ecuación¹⁸.

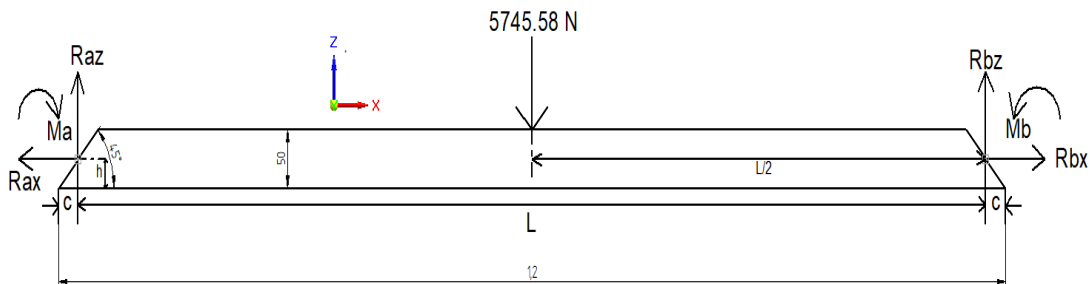
$$S_{req} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{permisible}}$$

$$S_{req} = \frac{861,84 \text{ N.m}}{116,66 \times 10^6 \text{ N/m}^2} * \frac{(100 \text{ cm})^3}{(1 \text{ m})^3} = 7,38 \text{ cm}^3$$

Según el catálogo de la empresa Colmena mostrado en el Anexo A, la viga que cumple con el módulo de sección requerido es de 50 mm X 50 mm X 3 mm, con un módulo de sección de 7,79 cm³.

Al tener las medidas correspondientes del perfil de la viga, se procederá a calcular los momentos, las reacciones en los apoyos y los diagramas de momento flector y fuerza cortante en los cortes a 45°, mostrados en la imagen 34.

Imagen 34. Diagrama de cuerpo libre de la viga B, con cortes a 45°



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 34, se deduce la siguiente ecuación, que corresponde a la longitud L mostrada.

$$L = 1,2 \text{ m} - (2 * c)$$

La viga B, mostrada en la imagen 34 es estáticamente indeterminada, ya que tiene doble empotramiento, debido a que esta soldada en los extremos. Para el cálculo de la medida c, mostrado en la imagen 34, se usa la siguiente ecuación¹⁹. Donde el valor de h equivale a 25 mm.

¹⁸ BEER, Ferdinand Pierre, *et al.* Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 332

¹⁹ STEWART, James; FLORES ROSAS, Misael and ROMO M., Jorge Humberto. Cálculo:

Trascendentes tempranas. México: Cengage Learning Editores, 2008. Páginas de referencia 2

$$\tan(\emptyset) = \frac{\textit{opuesto}}{\textit{adyacente}} = \frac{h}{c}$$

$$c = \frac{0,025 \textit{ m}}{\tan(45^\circ)} = 0,025 \textit{ m}$$

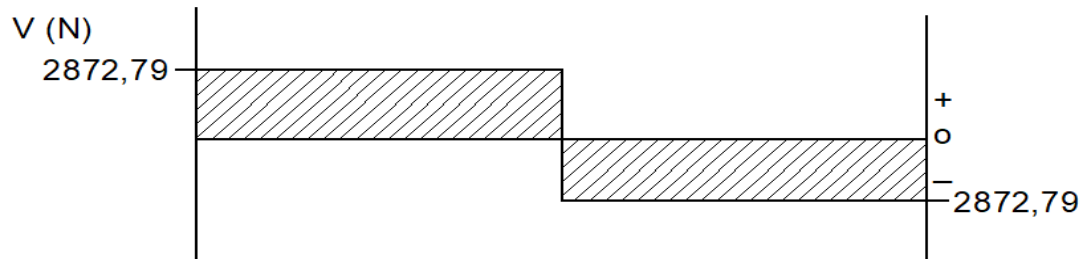
Al calcular el valor de c, el valor de L es de 1.15 m. Al haber calculado el valor de la longitud L, se emplea el mismo método utilizado para calcular las reacciones en los apoyos y los momentos, cuando la viga B no tenía los cortes a 45°. Se tiene la misma consideración ya asumida para las reacciones en el eje X. Por lo tanto las reacciones en los apoyos y los momentos son los siguientes.

$$Ma = Mb = 825,92 \textit{ Nm}$$

$$Raz = Rbz = 2872,79 \textit{ N}$$

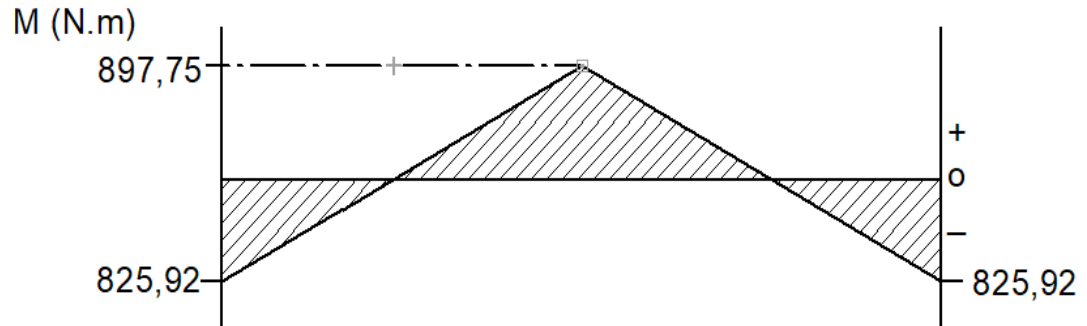
Se aplica el método de áreas, para hallar los diagramas de fuerza cortante y momento flector, en las imágenes 35 y 36, se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector respectivamente.

Imagen 35. Diagrama de fuerza cortante de la viga B con cortes



Fuente: Elaboración propia

Imagen 36. Diagrama de momento flector de la viga B con cortes



Fuente: Elaboración propia

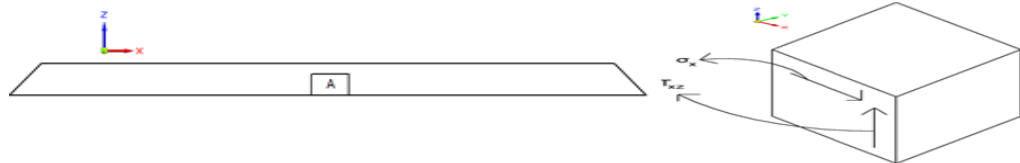
Al haber seleccionado la viga B como la parte crítica de la estructura, se realiza el análisis de teoría de falla. La teoría utilizada es la de Von Mises-Hencky, esta teoría se apoya de la energía total de deformación de un material dúctil que es “el área bajo la curva de esfuerzo –deformación unitaria hasta el punto donde se aplica el esfuerzo, para un estado de esfuerzos unidireccional”²⁰.

Esta teoría permite hallar el esfuerzo efectivo Von Mises que es “el esfuerzo de tensión uniaxial que crearía la misma energía de distorsión que la combinación real de los esfuerzos aplicados”²¹. Este esfuerzo efectivo y factor de seguridad mencionados son los datos a comparar en la simulación de la estructura.

Para analizar el esfuerzo efectivo de Von Mises para la viga B de la estructura soporte del anillo del cigüeñal, se toman los datos de las imágenes 35 y 36, que son la fuerza cortante máxima de 2872,79 N y el máximo momento flector de 897.75 N.m.

En la imagen 37 , se muestran el punto de interés para el cálculo de esfuerzo y el elemento del esfuerzo en el punto A.

Imagen 37. Punto de interés para el cálculo y elemento de esfuerzo en el punto A



Fuente: Elaboración propia

²⁰ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 176

²¹ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 179

Para el cálculo del esfuerzo de flexión normal (σ_x) en el punto A, se utiliza la siguiente ecuación²².

$$\sigma_x = \frac{M \text{ máx}}{S \text{ req}}$$

$$\sigma_x = \frac{897,75 \text{ N.m}}{7,79 \text{ cm}^3} * \frac{(100 \text{ cm})^3}{(1 \text{ m})^3} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 115,24 \text{ MPa}$$

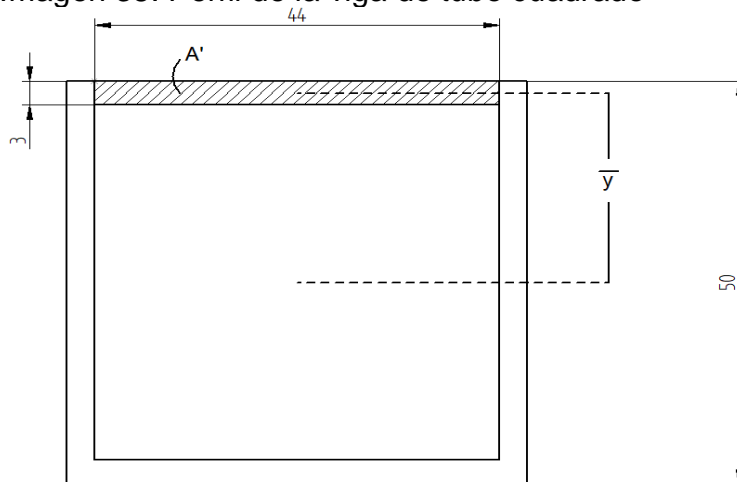
Para el cálculo del esfuerzo cortante (T_{xz}) en el punto A, se utiliza la siguiente ecuación²³ para elementos de pared de pared delgada.

$$T_{xz} = \frac{VQ}{Ie}$$

De la ecuación mencionada, Q es el primer momento de área con respecto al eje neutro, I es el momento de inercia, e significa el espesor de la viga y V es la máxima fuerza cortante mostrada en la imagen 35. Las variables con respecto a la viga, se muestran en el Anexo A.

En la imagen 38, se muestra el perfil de la viga utilizada, mostrando las variables necesarias para el cálculo del esfuerzo cortante en el punto A.

Imagen 38. Perfil de la viga de tubo cuadrado



Fuente: Elaboración propia

²² BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 332

²³ BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 390

De la imagen 38, se halla el valor de Q, dicho valor se calcula con la siguiente ecuación²⁴.

$$Q = A' * \bar{y}$$

De la ecuación mostrada, el área es la ilustrada en la imagen 38, el valor de \bar{y} es la distancia desde la mitad del área sombreada al eje neutro de la viga como se muestra en la imagen 38. El valor de \bar{y} es de 23,5 mm. Por ende el valor de Q es el siguiente.

$$Q = (3 \text{ mm}) * (44 \text{ mm}) * (23,5 \text{ mm}) * \frac{(1 \text{ m})^3}{(1000 \text{ cm})^3} = 3,102 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Al hallar el valor del primero momento de área y hacer las conversiones a metros del momento de inercia y el espesor según los datos del catálogo, el valor del esfuerzo cortante es el siguiente.

$$T_{xz} = \frac{2872,79 \text{ N} * 3,102 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{1,947 \times 10^{-7} \text{ m}^4 * 3 \times 10^{-3} \text{ m}} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 15,25 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo cortante máximo de la combinación de los esfuerzos de flexión y cortante con la siguiente ecuación²⁵.

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}\right)^2 + T_{xz}^2}$$

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{115,24 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (15,25 \text{ MPa})^2} = 59,60 \text{ MPa}$$

Al reemplazar los valores correspondientes, el máximo esfuerzo cortante es de 59,60 MPa. Se determina los esfuerzos principales σ_1 , σ_2 y σ_3 con las siguientes ecuaciones²⁶.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} + T_{max} = \frac{115,24 \text{ MPa} + 0}{2} + 59,60 = 117,22 \text{ MPa}$$

²⁴ BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 378

²⁵ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 75

²⁶ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.. Pag 75

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} - T_{max} = \frac{115,24 \text{ MPa} + 0}{2} - 59,60 = -1,98 \text{ MPa}$$

Al sustituir los valores correspondientes, los esfuerzo principales σ_1 y σ_3 son 117,22 MPa y -1,98 MPa respectivamente.

Se halla el esfuerzo Von Mises, para el caso bidimensional, con la siguiente ecuación²⁷.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 * \sigma_3 + \sigma_3^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(117,22 \text{ MPa})^2 - (117,22 \text{ MPa} * -1,98 \text{ MPa}) + (-1,98 \text{ MPa})^2} = 118,22 \text{ MPa}$$

Al hallar el valor del esfuerzo efectivo Von Mises es de 118,22 MPa, se calcula el factor de seguridad efectivo con la siguiente ecuación²⁸.

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{350 \text{ MPa}}{118,22 \text{ MPa}} = 2,96$$

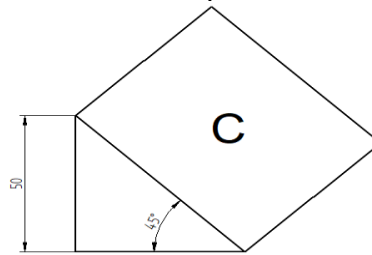
Al reemplazar los valores correspondientes el factor de seguridad efectivo es de 2,96. Este valor se compara con el factor de seguridad que se calcule con la simulación de la viga crítica B. Esta simulación se muestra en el capítulo de simulaciones por elementos finitos del presente documento.

Como se muestra en la imagen 26, las vigas A y C están soldadas sobre los cortes a 45° de la viga B, por ende en las vigas A y C, uno de sus lados tiene que ser lo más cercano posible a la hipotenusa originada por el corte de 45° en la viga B. En la imagen 39, se muestra la viga C, con el triángulo rectángulo del corte a 45°.

²⁷ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 179

²⁸ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 181

Imagen 39. Viga C,
selección del perfil



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 39, se calcula la hipotenusa a partir del cateto opuesto y el ángulo mostrados, según el valor de la hipotenusa se selecciona el perfil rectangular que más se adecue al valor de la hipotenusa. La hipotenusa se calcula con la siguiente ecuación²⁹.

$$\text{Sen}(\theta) = \frac{\text{opuesto}}{\text{hipotenusa}}$$

$$\text{hipotenusa} = \frac{50 \text{ mm}}{\text{Sen}(45^\circ)} = 70,71 \text{ mm}$$

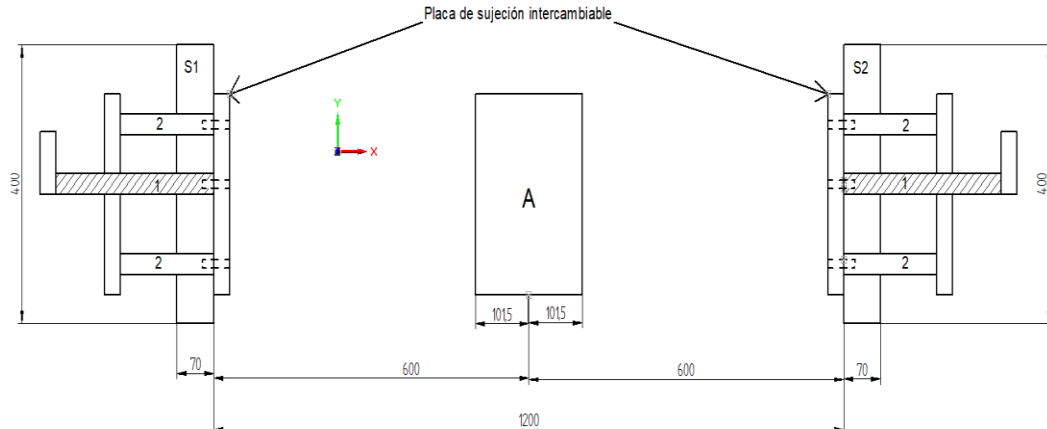
Según el catálogo de la empresa Colmena mostrado en el Anexo B, el perfil de tubo rectangular normalizado es de 76 mm X 38 mm X 3 mm. Esta viga se probará para determinar si es viable o no, mediante una simulación por elementos finitos, mostrada más adelante en el capítulo de modelamientos y simulaciones del presente documento.

4.2 DISEÑO DEL MECANISMO PARA EL MOVIMIENTO EN X

El diseño del movimiento en X para los soportes uno y dos, donde este mecanismo va estar compuesto por un tornillo de potencia y un sistema de guías compuesto por barras circulares, ubicado en los extremos del mecanismo.

²⁹ STEWART, James; FLORES ROSAS, Misael and ROMO M., Jorge Humberto. Cálculo: Trascendentes tempranas. México: Cengage Learning Editores, 2008. Páginas de referencia 2

Imagen 40 Bosquejo general del mecanismo en X.



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 40, se muestra el bosquejo general del mecanismo para el movimiento en X, de los soportes uno (S1) y dos (S2), donde la designación representada es la siguiente.

1. Representa el tornillo de potencia que permite el movimiento de la placa
2. Representa las guías que ayudan a soportar la carga aplicada

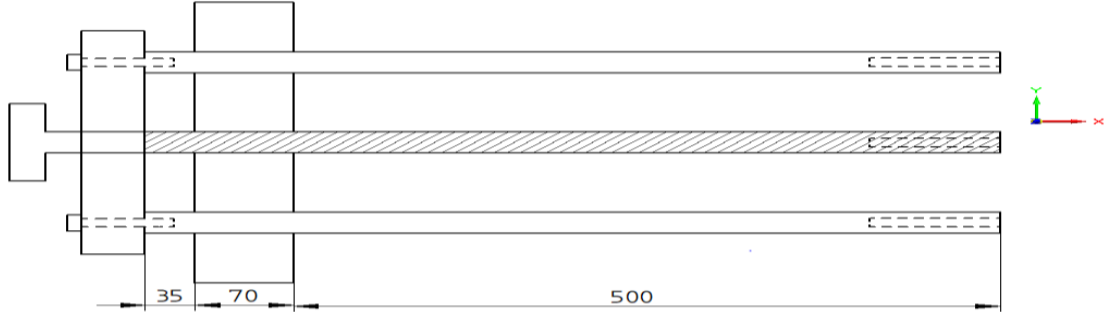
La mayor distancia entre soportes, es la máxima distancia de apertura entre tornillos de potencia de ambos soportes, la cual es de 1200 mm. Al comparar el ancho de los diferentes bloques de los motores especificados por la rectificadora, en la tabla 1 se encuentra que el motor Cummins ISX tiene el bloque menos ancho, con una medida de 20,3 cm, representada en la imagen 40, en el recuadro A. Esta medida es la distancia mínima de apertura entre tornillos de potencia de ambos soportes.

La máxima distancia de recorrido por cada tornillo de potencia, individualmente es de 500 mm, siendo un valor aproximado de 498,5mm, este valor se deduce de la imagen 40, restando 600 mm y 101.5 mm, siendo cada valor la mitad de la distancia máxima y mínima de apertura de los soportes respectivamente.

Debido a que las placas de sujeción intercambiables, para cada motor se acoplan al mecanismo, las guías y los tornillos de potencia dispondrán de roscas internas que permitan el acoplamiento entre guías y tornillo a la placa de sujeción, como se muestra en la imagen 40.

En la imagen 41, se muestran las medidas correspondientes a la longitud total de la rosca que permite el movimiento en el eje X de las placas de sujeción.

Imagen 41. Bosquejo representativo del mecanismo para el movimiento en X



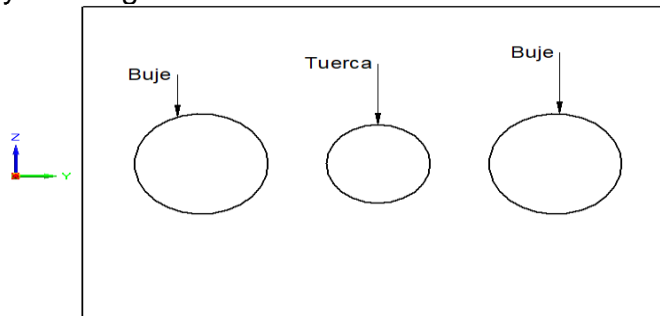
Fuente: Elaboración propia

En la imagen 41, se muestra la distancia de 500 mm, correspondiente a la máxima distancia de recorrido del tornillo de potencia, la distancia de 70 mm corresponde a la longitud del buje y la distancia de 35 mm corresponde a la mitad de la distancia del soporte que sujeta las guías y contiene la tuerca de potencia.

La parte trasera del mecanismo es atornillada entre el soporte que completa el mecanismo, con las guías, que disponen de roscas internas para realizar la debida sujeción.

En la imagen 42, se muestra el bosquejo correspondiente al bloque de acero que es el elemento que resiste las guías y el tornillo de potencia.

Imagen 42. Elemento soporte del tornillo y de las guías.

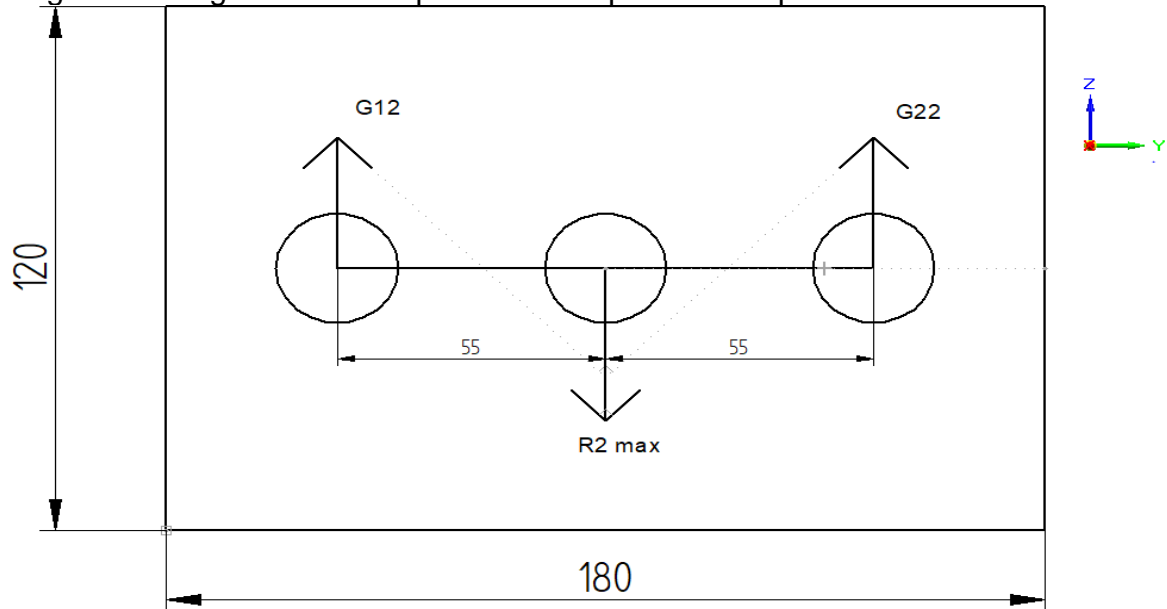


Fuente: Elaboración propia

De la imagen 42, se detalla la disposición de la tuerca de potencia y de los bujes que soportarán las guías del mecanismo en el eje X. El elemento es un bloque rectangular de acero con agujeros interno pasantes, donde los agujeros de los extremos son para la ubicación de las guías y el agujero del medio es para la ubicación del tornillo de potencia. El largo del bloque y correspondientemente de los bujes y de la tuerca de potencia es de 70 mm.

En la imagen 43, se realizará el diagrama de cuerpo libre correspondiente a la placa y la reacción generada por las guías para el soporte 1, siendo esta la carga transmitida a los bujes.

Imagen 43. Diagrama de cuerpo libre de la placa del soporte 1



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 43, el ancho y largo de las placas se dan según el ancho y largo de las zonas de sujeción de cada bloque de los motores especificados, donde el máximo ancho es de 155 mm y el máximo largo es de 118 mm, por lo tanto al aproximar estas medidas el ancho de la placa intercambiable es de 180 mm y el largo es de 120 mm.

Según la tabla 16, el valor de $R2 \max$ es de 15354,47 N, siendo este la carga con la cual se diseñara los mecanismo de X,Y,Z y las placas intercambiables, para los soportes 1 y 2. Para que los componentes de los dos soportes dispongan de las mismas medidas.

De la imagen 43, la designación de G12 es guía 1 del soporte 2 y G22 es guía 2 del soporte 2. En el centro de la placa está el agujero que se atornilla al tornillo de potencia, y a una distancia de 55 mm esta los agujeros correspondientes a las guías.

Para hallar las reacciones producidas por las guías se aplica la sumatoria de momentos igual a cero en el punto G12.

$$\sum M_{G12} = 0$$

$$G_{22} = \frac{15354,47 \text{ N} * 0,055 \text{ m}}{0,11 \text{ m}} = 7677,235 \text{ N}$$

Al hallar el valor de la reacción de G22, se aplica la sumatoria de fuerza en el eje Z igual a cero, para hallar el valor de G12.

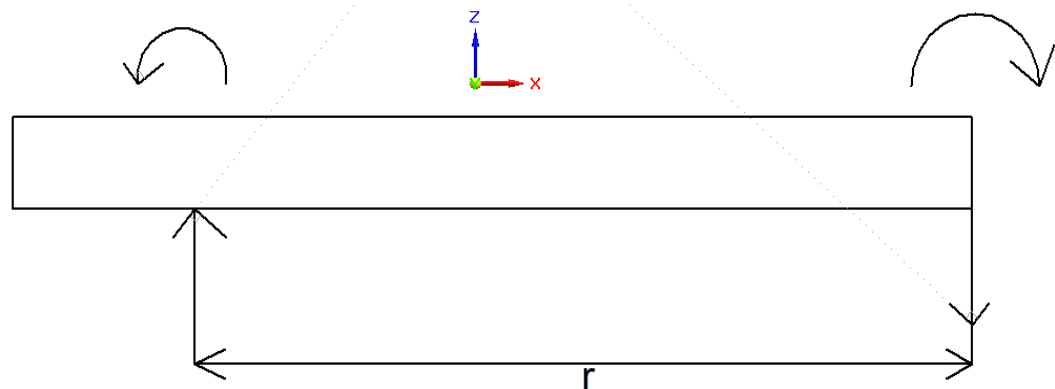
$$\sum F_z = 0$$

$$G_{12} = 15354,47 \text{ N} - 7677,235 \text{ N} = 7677,235 \text{ N}$$

A lo anterior las reacciones producidas por G12 y G22 tienen la misma magnitud, por lo tanto las guías del soporte en X son simétricamente iguales, solo se realiza un análisis de resistencia de materiales para una guía, ya que el diámetro resultante se normalizara para las demás guías.

Debido a que las guías vas a soportar el peso del motor, para los soportes 1 y 2, se analiza el valor de r más crítico, donde r es el valor que corresponde a la distancia desde la zona de acoplamiento de las placas hasta la zona de ubicación del buje, mostrado en la imagen 44.

Imagen 44. Diagrama de cuerpo libre de la guía



Fuente: Elaboración propia

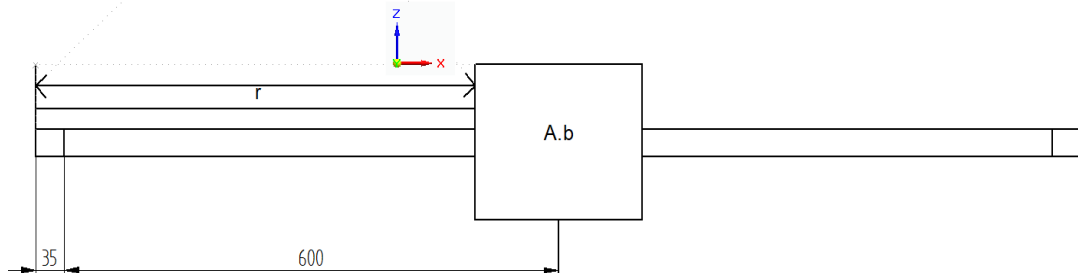
Para saber la distancia r, se calculará el momento a diferentes valores de r, para los soportes 1 y 2, para calcular el momento, se realizara el producto entre la fuerza F de 7677, 23 N y el valor de r. El valor de r se calculará a partir de los siguientes cuatro medidas, que corresponden al ancho de los bloques de los motores más representativos.

- A.b 1 = 20,3 cm

- A.b 2 = 29 cm
- A.b 3 = 37,8 cm
- A.b 4 = 44,5 cm

En la imagen 45, se muestra un bosquejo utilizado para la deducción de la fórmula usada para hallar los diferentes valores de r.

Imagen 45. Bosquejo para la deducción del valor r



Fuente: Elaboración propia

La siguiente fórmula es una deducción de la imagen 45.

$$r = 600 \text{ mm} - \left(\frac{A \cdot b}{2} \right) + 35 \text{ mm}$$

De la expresión descrita, A.b, corresponde al ancho del bloque de los motores especificados por la rectificadora, la distancia de 600 mm, corresponde a la mitad de la máxima apertura entre los tornillos de los soportes y la distancia de 35 mm corresponde a la mitad de la distancia del buje, debido a que se está asumiendo que la reacción generada por el buje, se da en la mitad de la distancia del elemento mencionado. Esta fórmula se aplica para el valor de r para las guías de los soportes 1 y 2. La tabla 20, muestra el valor de r según los diferentes anchos de los bloques ya descritos y el valor de los momentos según los valores de r hallados.

Tabla 20. Valores de M y r para las guías del movimiento en X

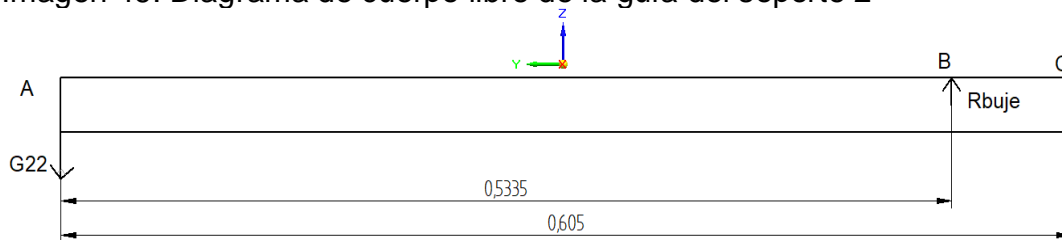
G12=G22 (N)	7677,23	r (mm)	M(N.m)
A.b1 (cm)	20,3	533,5	4095,8
A.b2 (cm)	29	490	3761,84
A.b3 (cm)	37,5	447,5	3435,56
A.b4 (cm)	44,5	412,5	3166,85

Fuente: Elaboración propia

De la anterior tabla 20, se puede notar que el valor de r , donde el momento es mayor para los soportes es cuando r es de 533,5 mm. A partir de este valor, se realizará el análisis de resistencia de materiales para una guía, donde el diámetro resultante se normalizará para las guías de los soportes 1 y 2.

4.2.1 Diseño por resistencia de materiales de las guías del soporte. Inicialmente se realiza la sumatoria de fuerzas y momentos igual a cero. Posteriormente se aplica el método de áreas para realizar las gráficas de fuerza cortante y momento flector, se asignan valores de factor de seguridad, esfuerzo de falla, esfuerzo permisible y con estos últimos datos se halla un perfil estructural que cumpla con las condiciones requeridas. En la imagen 46, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la guía del soporte 2.

Imagen 46. Diagrama de cuerpo libre de la guía del soporte 2



Fuente: Elaboración propia

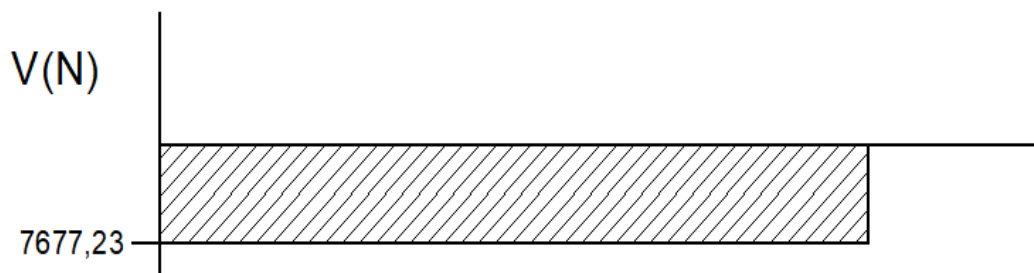
De la imagen 46, se aplica la sumatoria de fuerzas en el eje Z igual a cero.

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{buj e} = 7677,23 \text{ N}$$

Al aplicar el método de áreas, en las imágenes 47 y 48, se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la guía soporte 2 respectivamente.

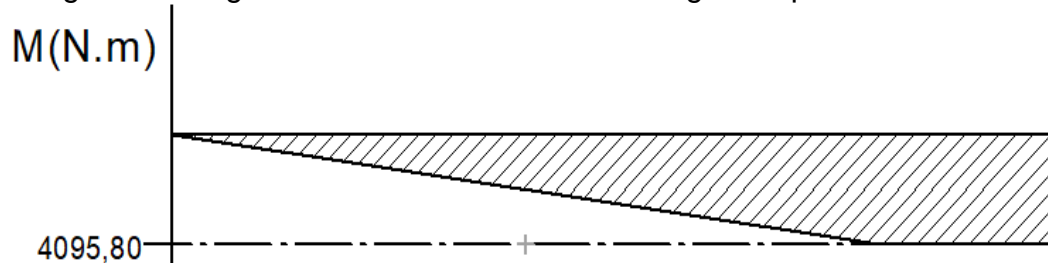
Imagen 47. Diagrama de fuerza cortante de la guía soporte 1



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 48, se muestra el diagrama de momento flector de la guía del soporte 2.

Imagen 48. Diagrama de momento flector de la guía soporte 2



Fuente: Elaboración propia

Se usará un perfil circular macizo, el material seleccionado es el acero SAE 4140, que son “ideales para aplicaciones que requieren una alta resistencia a la torsión, tracción, flexión e impactos”³⁰, el esfuerzo de fluencia es de 60 Kgf/mm^2 , que al convertirlo en mega pascales el esfuerzo es de $588,39 \text{ MPa}$. El factor de seguridad usado para el diseño del soporte anillo del cigüeñal es de 3, para este caso se usará el mismo.

Utilizando la ecuación ya especificada para el cálculo del esfuerzo permisible de la viga crítica B, el esfuerzo permisible en la guía soporte 2 es el siguiente.

$$\sigma_{perm} = \frac{588,39 \text{ Mpa}}{3} = 196,13 \text{ MPa}$$

La siguiente ecuación³¹, es usada para el cálculo del esfuerzo permisible.

$$\sigma_{perm} = \frac{M * c}{I}$$

Donde M es el máximo momento flector, I es el momento de inercia y c es la distancia entre el lugar de mayor esfuerzo al eje neutro de la viga.

El momento de inercia para un perfil circular es la siguiente ecuación³².

$$I = \frac{1}{4} \pi * r^4$$

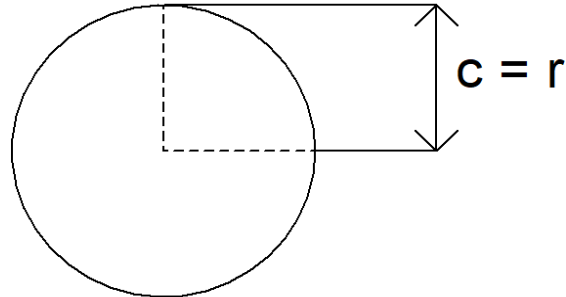
³⁰ AnonymousSAE 4140. [1]. [Consultado el Apr 4,2018]. Disponible en: <http://acerosray.cl/aleado/sae-4140/>

³¹ BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 309

³² BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Momentos de inercia de figuras geométricas comunes

En la imagen 49, se muestra el radio (r) de la circunferencia es igual al valor de la distancia entre el lugar de mayor esfuerzo y la línea del eje neutro (C), mostrada en la ecuación del esfuerzo permisible.

Imagen 49. Bosquejo de la distancia de mayor esfuerzo



Fuente: Elaboración propia

Al relacionar las anteriores expresiones se determina una ecuación que relacione el esfuerzo permisible, el máximo momento flector (M) con el radio mínimo necesario de la barra circular.

$$r = \sqrt[3]{\frac{4 * M}{\sigma_{perm} * \pi}}$$

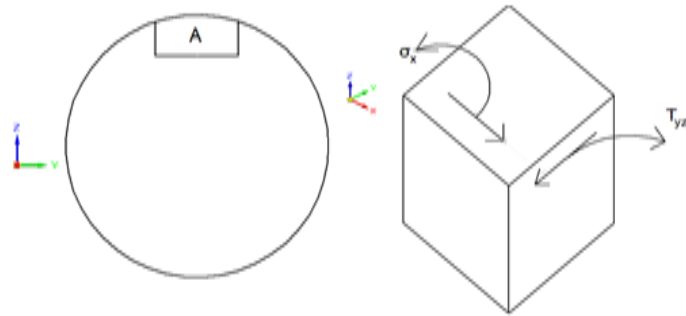
$$r = \sqrt[3]{\frac{4 * 4095,80 \text{ N.m}}{196,13 \times 10^6 \text{ N/m}^2 * \pi} * \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}} = 29,84 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro mínimo es de 59,59 mm. Como se muestra en el catálogo de la empresa Aceros mapa mostrado en el Anexo C, el diámetro normalizado es de 63,50 mm, equivalente a una barra de acero SAE 4140 de 2 ½ pulgadas.

Se encuentra al realizar el análisis de teoría de falla. La teoría utilizada es la de Von Mises-Hencky, ya explicada en la viga crítica B, de la estructura soporte del cigüeñal.

En la imagen 50, se muestran el punto de interés para el cálculo de esfuerzo y el elemento del esfuerzo en el punto A.

Imagen 50. Punto de interés y elemento de esfuerzos de la guía estructural



Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo del esfuerzo de flexión normal (σ_x) en el punto A, se utiliza la siguiente ecuación³³.

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * c}{I}$$

$$\sigma_x = \frac{4095,80 \text{ N.m} * 0,03175 \text{ m}}{\frac{1}{4} \pi (0,03175 \text{ m})^4} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 162,93 \text{ MPa}$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante (T_{yz}) en el punto A, se utiliza la siguiente ecuación³⁴.

$$T_{yz} = \frac{4V}{3A}$$

$$T_{yz} = \frac{4 * 7677,23 \text{ N}}{3 * \pi (0,03175 \text{ m})^2} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 3,23 \text{ MPa}$$

A continuación se calcula el esfuerzo cortante máximo de la combinación de los esfuerzos de flexión y cortante, con la formula ya aplicada en la viga crítica B de la estructura soporte del cigüeñal.

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{162,93 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + 3,23 \text{ MPa}^2} = 81,53 \text{ MPa}$$

Se encuentra los esfuerzos normales σ_1 y σ_3 con las formulas ya aplicadas en la viga crítica B de la estructura soporte del cigüeñal.

³³ BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 309

³⁴ SHIGLEY, Joseph Edward, et al. Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 95.

$$\sigma_1 = \frac{162,93 \text{ MPa} + 0}{2} + 81,53 = 163 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \frac{162,93 \text{ MPa} + 0}{2} - 81,53 = -0,065 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo efectivo Von Mises y el factor de seguridad efectivo con las formulas ya aplicadas en la viga crítica B, de la estructura soporte del cigüeñal.

$$\sigma' = \sqrt{(163 \text{ MPa})^2 - (163 \text{ MPa} * -0,065 \text{ MPa}) + (-0,065 \text{ MPa})^2} = 163,03 \text{ MPa}$$

$$F.S = \frac{588,39 \text{ MPa}}{163,03 \text{ MPa}} = 3,6$$

Al reemplazar los valores correspondientes el factor de seguridad efectivo es de 3,6.

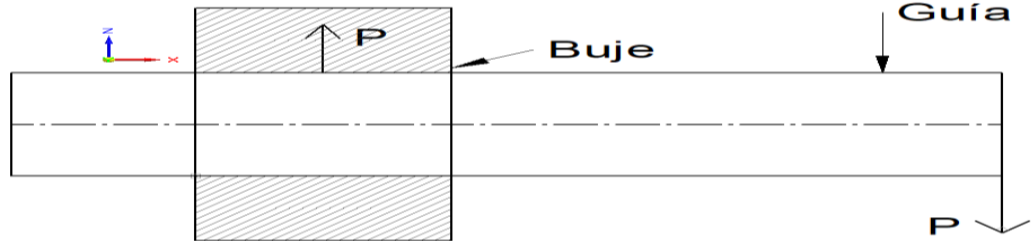
4.2.2 Diseño de los bujes que soportan las guías. Los bujes son los dispositivos que soportaran las guías, cuando estos elementos estén a una carga, como las guías tienen que ingresar al buje, primero se escogerá la tolerancia geométrica entre el buje y la guía. El tipo de ajuste que cumple con la necesidad requerida es de interferencia localizada de H7/p6, ya que es “para partes que requieren rigidez y alineación con la mejor precisión de ubicación”³⁵

Del ajuste mencionado, la letra indica la desviación fundamental y el número significa el índice de tolerancia. La letra mayúscula hace referencia al agujero y la letra minúscula hace referencia al eje.

En la imagen 51 y 52, se muestra un bosquejo donde representa el esfuerzo cortante al que está sometido el buje, mediante el diámetro interior del buje se hallará el diámetro exterior del buje. Como las cuatro guías de los soportes 1 y 2 están normalizados con un diámetro de 63,50 mm, por ende este diámetro es el interno del buje.

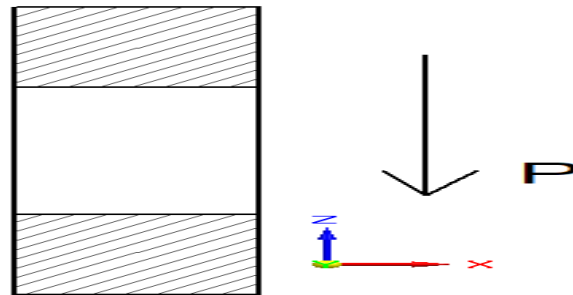
³⁵ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 385 .

Imagen 51. Reacción ocasionada por la carga P entre la guía y el buje



Fuente: Elaboración propia

Imagen 52. Esfuerzo cortante en el Buje



Fuente: Elaboración propia

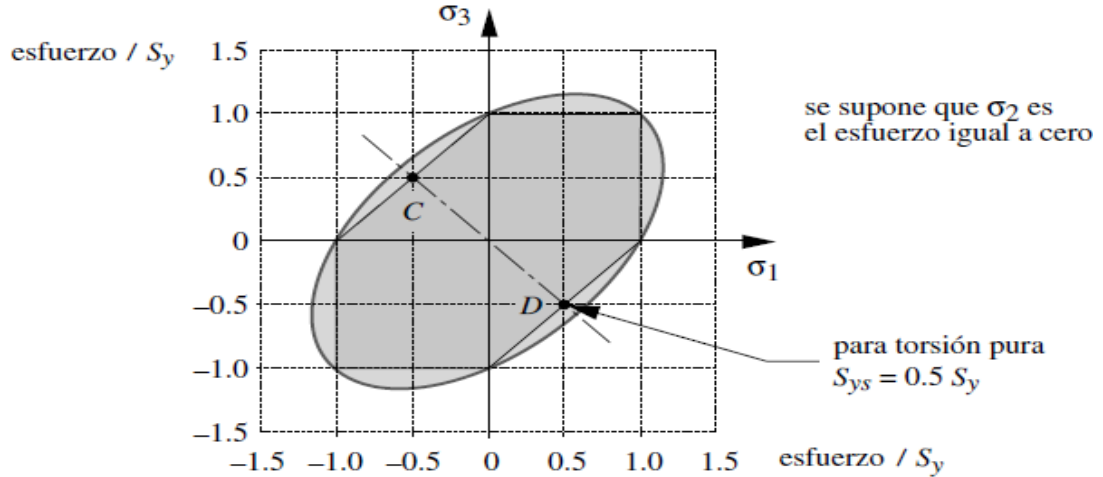
De la imagen 51, se muestra que la reacción que genera el buje con respecto a la carga P, tienen la misma magnitud, siendo este valor de 7677,23 N. Por ende, esta carga se comporta como una fuerza cortante en el buje, como se muestra en la imagen 52.

En el Anexo D, se muestra una tabla que muestra las propiedades mecánicas de diferentes materiales. El bronce escogido es el C86100, ya que esta es la aleación que dispone de estaño en su composición. Como el análisis que se requiere hacer para hallar el diámetro exterior del buje, se necesita la resistencia a la fluencia de corte, como el Anexo D, solo nos proporciona un esfuerzo de fluencia a tensión y compresión, siendo el mismo valor de 345 MPa. Se aplicará la teoría del esfuerzo cortante máximo para hallar la resistencia a la fluencia de corte.

La teoría del esfuerzo cortante máximo establece que “la falla ocurre cuando el esfuerzo cortante máximo en una pieza excede el esfuerzo cortante por fluencia en una muestra sujeta a tensión³⁶. En la imagen 52, se muestra el hexágono del esfuerzo bidimensional.

³⁶ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 182

Imagen 52. Hexágono del esfuerzo bidimensional



Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 182

De la imagen 52, se muestra que el esfuerzo cortante máximo del material está en un hexágono superpuesto en una elipse, por lo tanto “las combinaciones de esfuerzos principales σ_1 y σ_3 que se encuentra dentro de ese hexágono se consideran seguras, y se piensa que la falla ocurre cuando el estado de esfuerzos combinados alcanza el límite hexagonal”³⁷. Por ende la teoría da esta ecuación³⁸, para calcular el esfuerzo de fluencia del material al corte.

$$T = 0,50 * S_y$$

$$T = 0,50 * 345 \text{ MPa} = 172,5 \text{ MPa}$$

Para continuar con el cálculo del diámetro exterior del buje, se va aplicar el factor de seguridad efectivo de la guía que es de 3,6. Se asume este factor ya que la guía del mecanismo del movimiento en X es el elemento que le transmite la carga al buje.

Por lo tanto el esfuerzo admisible a cortante es el siguiente.

$$T_{perm} = \frac{172,5 \text{ MPa}}{3,6} = 47,91 \text{ MPa}$$

Ya con el esfuerzo permisible a cortante, se halla el área necesaria del buje, con la siguiente ecuación³⁹.

³⁷ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 182

³⁸ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.. Pag 182

³⁹ BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 10

$$T_{perm} = \frac{V}{A}$$

$$A = \frac{V}{T_{perm}} = \frac{7677,23 \text{ N}}{47,91 \times 10^6 \text{ N/m}^2} * \frac{(1000\text{mm})^2}{(1\text{m})^2} = 160,24 \text{ mm}^2$$

Al saber el área, se despeja el diámetro externo de la de la siguiente ecuación⁴⁰.

$$A = \frac{\pi}{4} * (\emptyset_{ext}^2 - \emptyset_{int}^2)$$

$$\emptyset_{ext} = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi} + \emptyset_{int}^2} = \sqrt{\frac{4 * 160,24 \text{ mm}^2}{\pi} + (63,50 \text{ mm})^2} = 65,086 \text{ mm}$$

Al hallar el valor del diámetro externo del buje, las medidas de dicho elemento que aguanta las dos guías de los soportes 1 y 2, es de un diámetro exterior de 65.086 mm y diámetro interno de 63,50 mm.

4.2.3 Selección de los tornillos de potencia del mecanismo en X: Para la selección del tornillo de potencia que permite el avance de la placa de la dirección en el eje X, La fuerza F, siendo la carga a mover, tomando este valor de la tabla 16, donde la máxima carga es de 15354,47 N.

El material de los tornillos de potencia es el acero A 36 porque “tiene un punto de fluencia mínimo de 36000 Psi, y es muy dúctil”⁴¹, se escogió este material debido a que el tornillo se comporta como una estructura que debe soportar una carga.

El factor de seguridad es de 3, siendo el mismo factor que la estructura soporte del cigüeñal. Al asumir el esfuerzo de falla como el esfuerzo permisible, siendo este valor de 36000 Psi, el esfuerzo permisible es el siguiente. Con la ecuación ya usada en la estructura soporte del cigüeñal.

$$\sigma_{perm} = \frac{36000 \text{ Psi}}{3} = 12000 \text{ Psi}$$

Para la selección del tornillo de potencia, se sigue con el procedimiento descrito en el libro de diseño de elementos de máquinas de Robert L Mott. Lo primero que se

⁴⁰ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.2011. Propiedades de secciones transversales

⁴¹ MOTT, Robert L., et al. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 54.

realiza es el cálculo del área del esfuerzo de tensión requerida con la siguiente ecuación⁴².

$$A_t = \frac{F}{\sigma_d}$$

$$A_{t2-t} = \frac{3451,82 \text{ lb}}{12000 \text{ lb/in}^2} = 0,2876 \text{ in}^2$$

Después de calcular el área de esfuerzo a tensión requerida, el valor que se normaliza para los tornillos de los soportes 1 y 2 con la tabla de diámetros normalizados de roscas Acme. Donde el área de esfuerzo requerida normalizada es de 0,4003 in². En la imagen 53, se muestra la tabla de diámetros normalizados.

Imagen 53. Diámetros normalizados para roscas Acme

TABLA 17-1 Diámetros preferidos para roscas Acme

Diámetro mayor nominal, D (pulg)	Roscas por pulg. n	Paso, $p = 1/n$ (pulg)	Diámetro menor mínimo, D_r (pulg)	Diámetro mínimo de paso, D_p (pulg)	Área al esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)	Área al esfuerzo cortante, A_s (pulg ²)
1/4	16	0.0625	0.1618	0.2043	0.026 32	0.3355
5/16	14	0.0714	0.2140	0.2614	0.044 38	0.4344
3/8	12	0.0833	0.2632	0.3161	0.065 89	0.5276
7/16	12	0.0833	0.3253	0.3783	0.097 20	0.6396
1/2	10	0.1000	0.3594	0.4306	0.1225	0.7278
5/8	8	0.1250	0.4570	0.5408	0.1955	0.9180
3/4	6	0.1667	0.5371	0.6424	0.2732	1.084
7/8	6	0.1667	0.6615	0.7663	0.4003	1.313
1	5	0.2000	0.7509	0.8726	0.5175	1.493

Fuente: MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 699

Se procede a calcular el área de esfuerzo a cortante, como el esfuerzo cortante del material no está especificado, se aplicará la teoría del esfuerzo cortante máximo, explicada en el cálculo de los bujes del presente documento.

$$T = 0,50 * 36000 \text{ psi} = 18000 \text{ Psi}$$

Para el cálculo del área del esfuerzo a cortante se aplica el factor de seguridad 3 para hallar el esfuerzo cortante permisible.

$$T_{perm} = \frac{18000 \text{ Psi}}{3} = 6000 \text{ Psi}$$

⁴² MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 703

Al hallar el esfuerzo cortante permisible se aplica el área del esfuerzo a cortante del tornillo con la siguiente ecuación⁴³.

$$T = \frac{F}{A_s}$$

$$A_s = \frac{3451,82 \text{ lb}}{6000 \text{ lb/in}^2} = 0,5753 \text{ in}^2$$

Según la tabla de diámetros normalizados mostrada en la imagen 53, el área de esfuerzo cortante es menor que el área del esfuerzo a cortante del tornillo normalizado de 7/8 in. Por ende el tornillo normalizado de 7/8 in es viable para los soportes 1 y 2 del movimiento en X.

Se procede a calcular el ángulo de avance realizando un despeje de la siguiente ecuación⁴⁴.

$$\tan(\lambda) = L/(\pi * D_p)$$

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{0,1667 \text{ in}}{\pi * 7663 \text{ in}}\right) = 3.96^\circ$$

Para la selección del coeficiente de fricción, se seleccionó el material de la tuerca donde el material escogido es bronce, debido a que presenta una presión de apoyo segura cuando el tornillo se mueve a bajas velocidades, como es en el caso del mecanismo en X. como se muestra la tabla de presión de apoyo del tornillo.

Al saber que el material de la tuerca es bronce, se procede a seleccionar el coeficiente de fricción en la tabla de coeficientes de fricción, donde se muestra diferentes coeficientes de fricción según el material de la tuerca y del tornillo.

Se escogió como coeficiente de fricción el valor de 0,15. Asumiendo que el tornillo de potencia es seco y con el material de la tuerca de bronce, según la tabla de coeficiente de fricción de pares roscados.

Las tablas de presión de apoyo del tornillo y de coeficiente de fricción pares roscados están mostradas en el Anexo E.

⁴³ MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 700

⁴⁴ MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 701

Se calculará la condición de que el tornillo sea autoasegurante que se refiere a que “en la mayor parte de los casos de tornillos con filete sencillo, el ángulo de avance es bastante pequeño, y la fuerza de fricción es suficientemente grande para oponerse a la carga y evitar que se resbale por el plano. A esa rosca se le llama autoasegurante, y es una característica favorable en los gatos y aparatos parecidos”⁴⁵. Por ende se debe cumplir la siguiente condición⁴⁶, para garantizar que el tornillo sea autoasegurante.

$$f > \tan(\lambda)$$

$$0,15 > 0,069$$

Al cumplir la anterior condición, el tornillo de potencia es autoasegurante. Se procede en calcular el par torsional necesario para subir la carga con la siguiente ecuación⁴⁷.

$$Tu = \frac{F * D_p}{2} * \left[\frac{(\cos\Phi * \tan\lambda + f)}{(\cos\Phi - f * \tan\lambda)} \right]$$

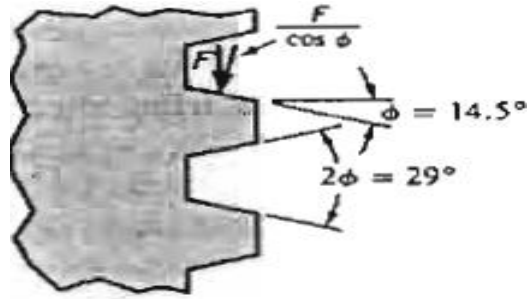
Para el cálculo del par torsional, es necesario saber los datos correspondientes a la rosca Acme; en la imagen 54, se muestra el perfil de rosca Acme, donde se observan los datos necesarios para calcular el par torsional.

⁴⁵MOTT,Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 701

⁴⁶ MOTT,Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 701

⁴⁷ MOTT,Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 702

Imagen 54. Perfil de la rosca Acme



Fuente: MOTT, Robert L., *et al.*
 Diseño de elementos de máquinas.
 México: Pearson Educación S.A., 2006.
 Pag 699

$$T_u = \frac{3451,82 \text{ lb} * 0,7663 \text{ in}}{2} * \left[\frac{(\cos(14,5) * \tan(3,96) + 0,15)}{(\cos(14,5) - 0,15 * \tan(3,96))} \right] = 299,68 \text{ lb} * \text{in}$$

Con la siguiente ecuación⁴⁸, se calcula la eficiencia del tornillo de potencia.

$$e = \frac{F * L}{2\pi * T_u} * 100 \% = \frac{3451,82 \text{ lb} * 0,1667 \text{ in}}{2\pi * 299,68 \text{ lb} * \text{in}} * 100 \% = 30,55 \%$$

Con la siguiente ecuación⁴⁹, se calcula el par torsional necesario para bajar la carga.

$$T_d = \frac{F * D_p}{2} * \left[\frac{(f - \cos\Phi * \tan\lambda)}{(\cos\Phi + f * \tan\lambda)} \right]$$

$$T_d = \frac{3451,82 \text{ lb} * 0,7663 \text{ in}}{2} * \left[\frac{(0,15 - \cos(14,5) * \tan(3,96))}{(\cos(14,5) + 0,15 * \tan(3,96))} \right] = 112,15 \text{ lb} * \text{in}$$

Para calcular los esfuerzos que sufre el tornillo, se usaran las siguientes ecuaciones⁵⁰, que permiten calcular estos esfuerzos del tornillo.

$$\sigma_x = \frac{6 * F}{\pi * d_r * n_t * P}$$

⁴⁸ MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 701

⁴⁹ MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 702

⁵⁰ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 405.

$$\sigma_y = 0$$

$$\sigma_z = \frac{-4 * F}{\pi * d_r^2}$$

$$T_{yz} = \frac{16 * Tu}{\pi * d_r^3}$$

Al reemplazar los valores correspondientes, en las ecuaciones mostradas de esfuerzo normal axial (σ_z) y el esfuerzo cortante en el cuerpo (T_{yz}) debido al momento torsión Tu , los esfuerzos son los siguientes.

$$\sigma_z = \frac{-4 * 3451,82 \text{ lb}}{\pi * 0,6615 \text{ in}^2} = -10043,81 \text{ Psi}$$

$$T_{yz} = \frac{16 * 299,68 \text{ lb} * \text{in}}{\pi * 0,6615 \text{ in}^3} = 5272,76 \text{ Psi}$$

Para el esfuerzo flexionante (σ_x), se tiene en cuenta que “al estimar los esfuerzos de las tuercas con las ecuaciones anteriores, sustituyéndose $0,38 F$ por F y haciendo n_t igual a 1 , se obtendrá el nivel máximo de esfuerzos en la combinación rosca – tuerca”⁵¹. Al reemplazar los valores en la ecuación del esfuerzo flexionante (σ_x), el esfuerzo es el siguiente.

$$\sigma_x = \frac{6 * (0,38 * 3451,82 \text{ lb})}{\pi * 0,6615 \text{ in} * 1 * 0,1667 \text{ in}} = 22717,87 \text{ Psi}$$

Se calculan los esfuerzos normales σ_1 , σ_2 , y σ_3 , con las ecuaciones ya mencionadas en el cálculo de dichos esfuerzos en la viga crítica B, de la estructura soporte del cigüeñal.

$$\sigma_1 = \frac{22717,87 \text{ Psi} + (-10043,81 \text{ Psi})}{2} + 5272,76 \text{ Psi} = 11609,79 \text{ Psi}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \frac{22717,87 \text{ Psi} + (-10043,81 \text{ Psi})}{2} - 5272,76 \text{ Psi} = 1064,27 \text{ Psi}$$

Se halla el esfuerzo efectivo de Von Mises y el factor de seguridad efectivo, con las ecuaciones ya aplicadas en la viga crítica B, de la estructura soporte del cigüeñal.

⁵¹ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 405.

$$\sigma' = \sqrt{(11609,79 \text{ Psi})^2 - (11609,79 \text{ Psi} * 1064,27 \text{ Psi}) + (1064,27 \text{ Psi})^2} = 11115,93 \text{ Psi}$$

$$F.S = \frac{36000 \text{ Psi}}{11115,93 \text{ Psi}} = 3,23$$

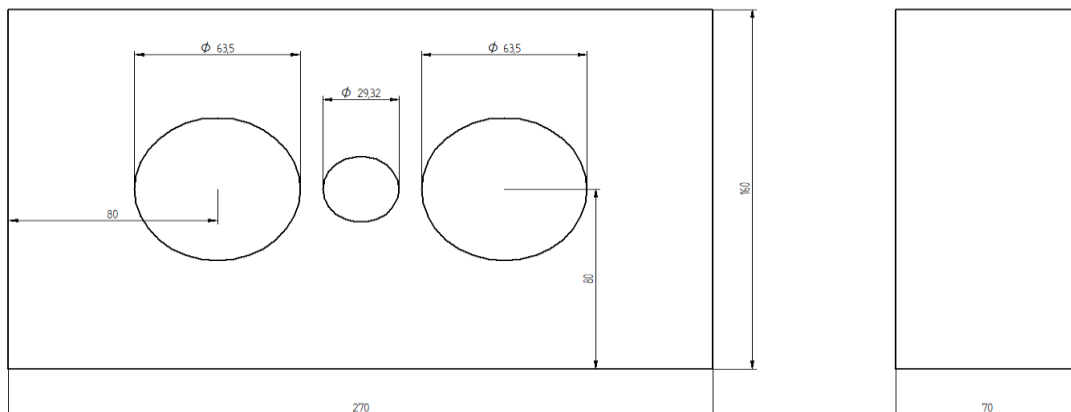
Al reemplazar los valores correspondientes, el factor de seguridad efectivo es de 3,23. Este valor se compara con la simulación del tornillo de potencia en el capítulo de simulaciones del presente documento.

Se procederá a seleccionar los ajustes geométricos entre el diámetro nominal del tornillo y la tuerca. El tipo de ajuste que cumple con la necesidad requerida es de holgura localizada de H7/h6, ya que “proporciona un ajuste firme para la ubicación de partes estacionales pero se puede ensamblar y desensamblar libremente

Como la tuerca de potencia es en bronce, se calculará el diámetro exterior del cilindro que contiene la tuerca de potencia. Este cilindro se diseñara de la misma manera que los bujes en bronce de las guías estructurales. Al ser el mismo material, están sometidos a la misma condición de esfuerzo cortante y se asume como diámetro interior el diámetro nominal de tornillo de 22.22 mm (7/8 in) el diámetro externo del cilindro que contiene a la tuerca de potencia es de 29.32 mm.

En la imagen 55, se muestra el bloque que soporta las guías y el tornillo de potencia.

Imagen 55. Medidas del bloque soporte del mecanismo en el eje X



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 55, las medidas de 270 mm y 160 mm, se dan por el criterio de distancia mínima del centro del agujero al borde. Según la tabla mostrada en el Anexo I, la distancia mínima al borde es de 79,37 mm, está distancia se aproxima a 80 mm.

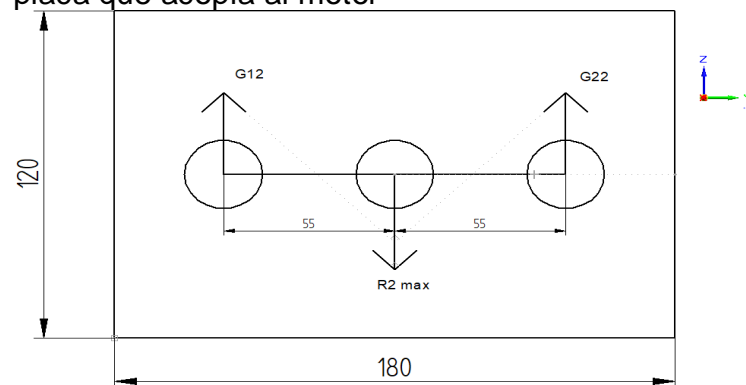
La profundidad del bloque de 70 mm, es debido al largo de los bujes y del cilindro que dispone de las roscas ya que tienen la misma longitud mencionada.

El ajuste correspondiente entre los bujes de las guías estructurales y el bloque de acero es de H7/u6, ya que “es adecuado para partes que se puedan someter a esfuerzos elevados a para ajustes por contracción”⁵².

El ajuste correspondiente entre el cilindro que contiene la tuerca de potencia y el bloque de acero es de H7/p6, ya que “para partes que requieren rigidez y alineación

De la imagen 56, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la placa estructural que acopla con los motores.

Imagen 56. Diagrama de cuerpo libre de la placa que acopla al motor



Fuente: Elaboración propia

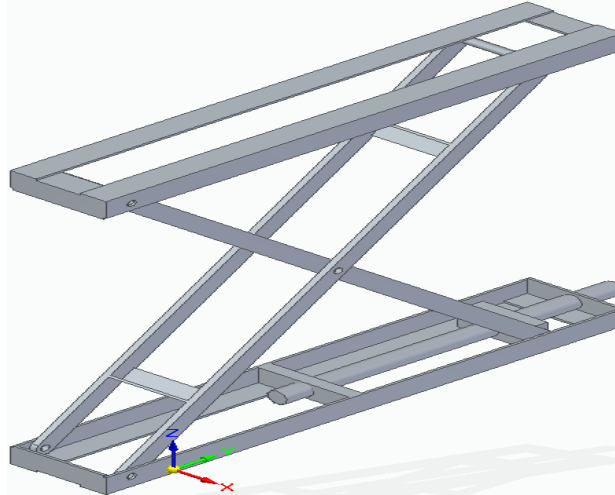
Debido a que los agujeros son concentradores de esfuerzos y la teoría explicada para casos con un concentrador de esfuerzo, en el capítulo de simulaciones del presente documento se analizará la placa que acopla con el bloque del motor.

4.3 DISEÑO DEL MECANISMO PARA EL MOVIMIENTO EN EL EJE Z

El diseño consiste en una plataforma de tijera, accionada por tornillo de potencia como se muestra en la imagen 57.

⁵² SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 385.

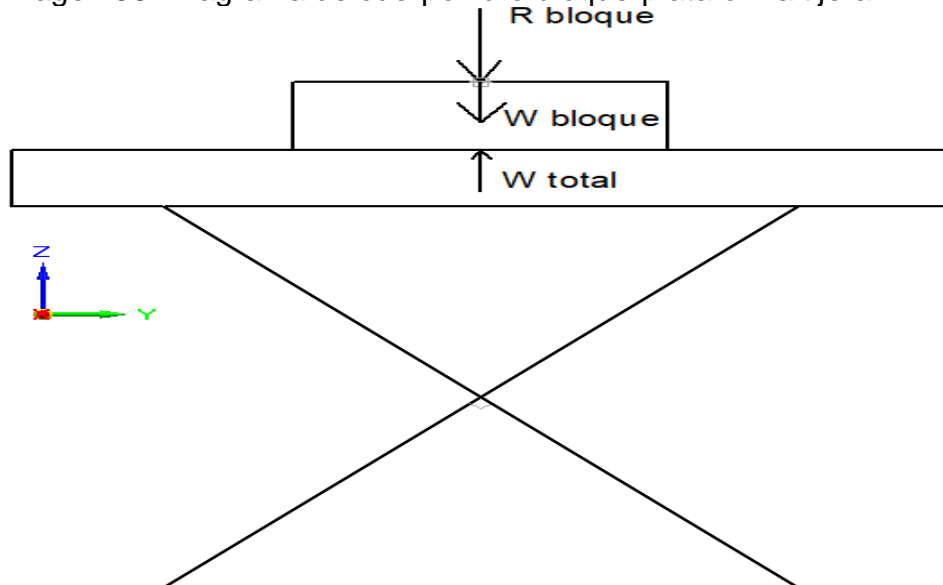
Imagen 57. Plataforma de tijera



Fuente: Elaboración propia

Lo primero es realizar el diagrama de cuerpo libre que muestra la reacción que recibe del mecanismo correspondiente al movimiento en X. Este diagrama de cuerpo libre se muestra en la imagen 58.

Imagen 58. Diagrama de cuerpo libre bloque-plataforma tijera



Fuente: Elaboración propia

Se halla el peso del bloque que está en el mecanismo en el eje X, mediante la siguiente ecuación.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Lo primero que se necesita es “la densidad del acero de 7860 Kg/m³⁵³ y el volumen de 1.68X10⁻³ m³. Al despejar la masa y multiplicar por la gravedad, el peso del bloque es el siguiente.

$$W_{\text{bloque}} = \left(7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1,68 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \right) * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 129,53 \text{ N}$$

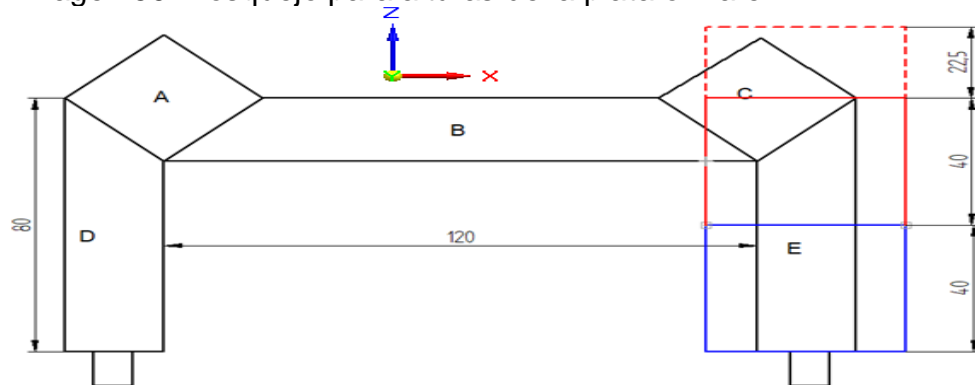
Al aplicar la sumatoria de fuerzas en Z igual a cero, se encuentra el valor de W total, que es la máxima carga que va a resistir la tijera.

$$\sum F_z = 0$$

$$W_{\text{total}} = 129,53 \text{ N} + 15354,47 \text{ N} = 15484 \text{ N}$$

La máxima carga que va a resistir la tijera es de 15484 N. Como la altura de la estructura del soporte del cigüeñal, condiciona las alturas del marco estructural y de la plataforma de tijeras, como se muestra en la imagen 59.

Imagen 59. Bosquejo para alturas de la plataforma en Z



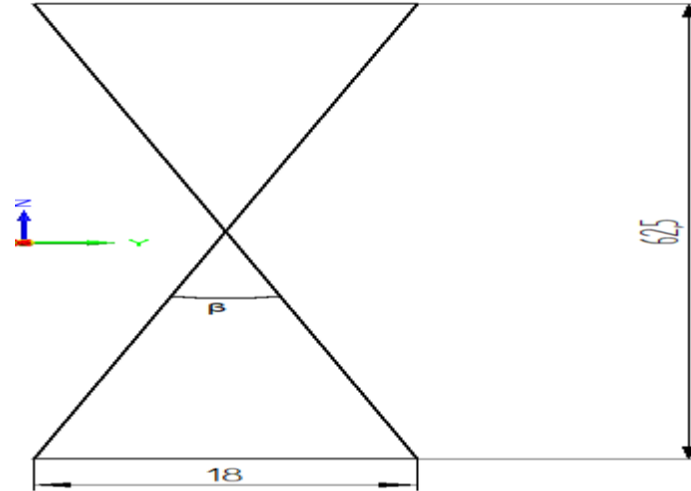
Fuente: Elaboración propia

En la imagen 59, se indica que la medida de 40 cm, es para el marco estructural (recuadro azul) y para la plataforma de tijera (recuadro rojo). El recuadro rojo como línea punteada es la altura máxima que tiene que subir la plataforma, esta altura es de 22,5 cm, es el soporte más alto con respecto al carter del motor y corresponde al Cummins ISC. Por ende la altura máxima del mecanismo es de 62,5 cm y la altura mínima es de 40 cm.

Se calcula la distancia de la barra y la longitud de la corredera. En la imagen 60, se muestra un bosquejo de la plataforma de tijera.

⁵³ AnonymousPlaca A-36. [1]. -10-24. [Consultado el Jul 27,2018]. Disponible en: <http://www.aamsa.com/productos/placa/placa-a-36/>

Imagen 60. Bosquejo tijera abierta



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 60, la medida de 18 cm, es la longitud mínima requerida por la condiciones de diseño de la plataforma, al analizar la imagen hay un triángulo rectángulo, donde la longitud del brazo de la tijera se calcula mediante teorema de Pitágoras.

$$C = \sqrt{(62,5 \text{ cm})^2 + (18 \text{ cm})^2} = 65,04 \text{ cm}$$

Se encuentra el ángulo beta (β), mostrado en la imagen 60, cuando la tijera de la plataforma está abierta. En la imagen 61, se muestra un triángulo rectángulo deducido de la imagen 60.

Imagen 61. Triangulo rectángulo



Fuente . Elaboración propia

De la imagen 61, el valor de F y E, corresponden a la mitad de los valores de 18 cm y 62,5 cm, respectivamente. El valor de D se halla mediante el teorema de Pitágoras,

donde el valor de D es de 32,52 cm. Se calcula con la ecuación⁵⁴ de la ley del seno, el ángulo \emptyset mostrado en la imagen 61.

$$\frac{D}{\text{sen}(90^\circ)} = \frac{F}{\text{sen}(\emptyset)}$$

$$\emptyset = \text{sen}^{-1} \left(\frac{\text{sen}(90^\circ) * 9 \text{ cm}}{32,52 \text{ cm}} \right) = 16,066^\circ$$

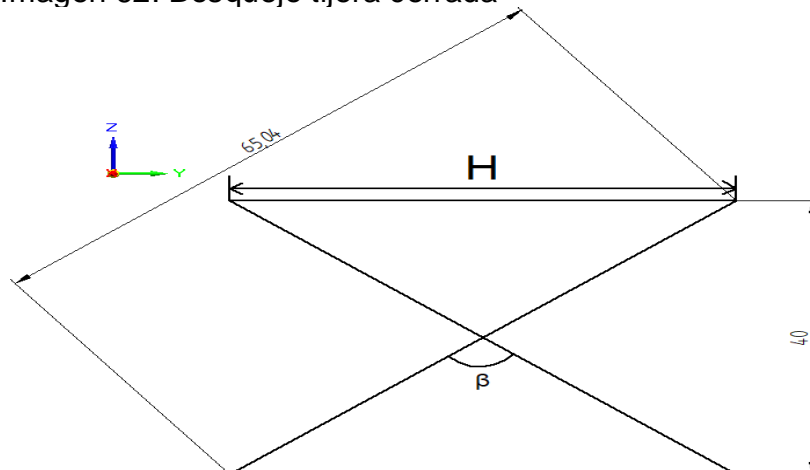
Como la imagen 61 es una deducción de la imagen 60, se calcula el ángulo β mostrado en la imagen 60.

$$\beta = 2 * \emptyset$$

$$\beta = 2 * 16,066^\circ = 32,132^\circ$$

Se determina la distancia H, mostrada en la imagen 62, que es el bosquejo de la tijera cuando está cerrada.

Imagen 62. Bosquejo tijera cerrada



Fuente: Elaboración propia

El valor de H, se calculó mediante el teorema de Pitágoras.

$$H = \sqrt{(65,04 \text{ cm})^2 - (40 \text{ cm})^2} = 51,28 \text{ cm}$$

Se halla el ángulo β de la imagen 62. Al retomar las variables de la imagen 61 y asumir dicha imagen como una deducción de la imagen 62, el valor de F y E equivalen a la mitad de los valores de 51,28 cm y 40 cm., correspondientemente. El

⁵⁴ STEWART, James; FLORES ROSAS, Misael and ROMO M., Jorge Humberto. Cálculo: Trascendentes tempranas. México: Cengage Learning Editores, 2008. Páginas de referencia 2

valor de D se halla mediante el teorema de Pitágoras, donde el valor de D es de 32,51 cm. Se calcula el valor del ángulo β , mediante el mismo procedimiento de la tijera abierta.

$$\theta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{\text{sen}(90) * 25,64 \text{ cm}}{32,51 \text{ cm}} \right) = 52,062^\circ$$

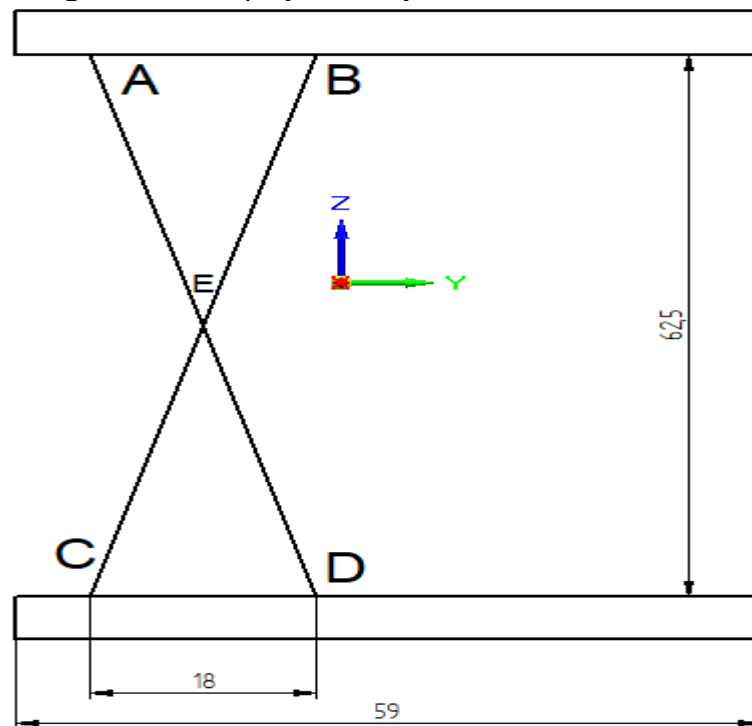
$$\beta = 2 * 52,062^\circ = 104,12^\circ$$

La longitud de carrera necesaria es la resta entre las distancia de 18 cm y 51,28 cm que son cuando la tijera está abierta y cerrada respectivamente.

$$\text{Longitud de Carrera} = 51,28 \text{ cm} - 18 \text{ cm} = 33,28 \text{ cm}$$

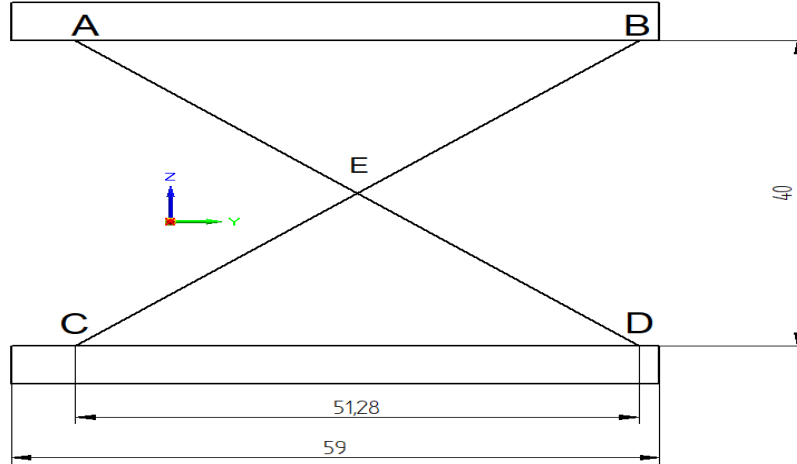
En las imágenes 63 y 64, se muestran los bosquejos finales del mecanismo plataforma de tijera, cuando está abierta y cerrada respectivamente.

Imagen 63. Bosquejo final tijera abierta



Fuente: Elaboración propia

Imagen 64. Bosquejo final tijera cerrada



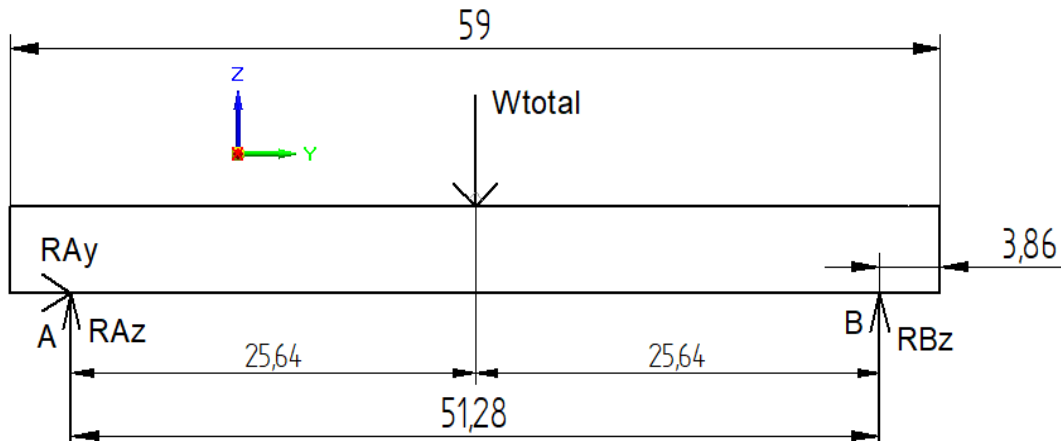
Fuente: Elaboración propia

De las imágenes 63 y 64, la distancia de 59 cm equivale al ancho de la mesa que hace parte de la plataforma de tijera. Debido a que el ancho máximo entre los puntos A-B y C-D es de 51,28 cm, cuando la tijera está cerrada, se dedujo el valor de 3,86 cm, siendo este valor la mitad de la resta de 59 cm y 51,28 cm.

4.3.1 Cálculo estático de la plataforma de tijera. Se realizan los cálculos estáticos de la plataforma de tijera, para analizar el caso más desfavorable; estos casos son cuando la tijera está abierta o cerrada.

Luego se realiza el cálculo estático cuando la tijera está cerrada. En la imagen 65, se muestra la mesa de la plataforma cuando la tijera está cerrada.

Imagen 65. Diagrama de cuerpo libre de la mesa con la tijera cerrada



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 65, se aplica sumatoria de momentos en el punto A igual a cero.

$$+\sum M_A = 0$$

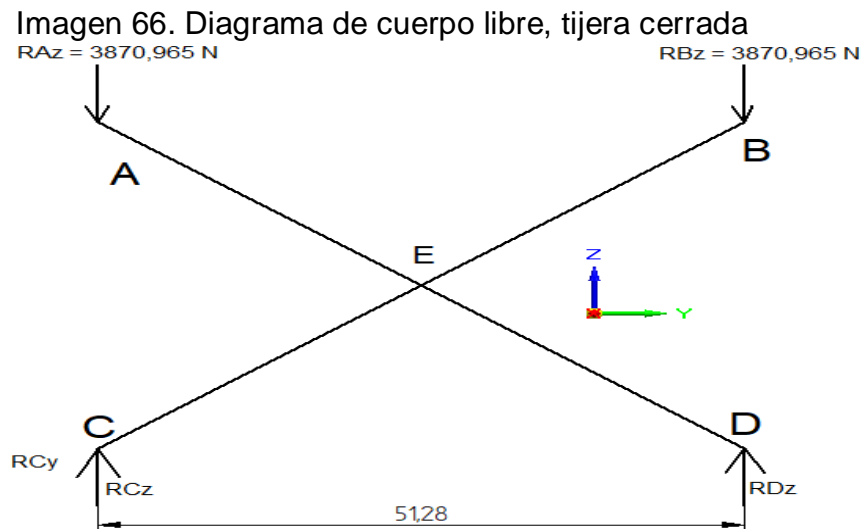
$$RB_z = \frac{15483,86 \text{ N} * 0,2564 \text{ m}}{0.5128 \text{ m}} = 7741,93 \text{ N}$$

Posteriormente se aplica la sumatoria de fuerzas en el eje Z igual a cero.

$$\sum F_z = 0$$

$$RA_z = RB_z = 7741,93 \text{ N}$$

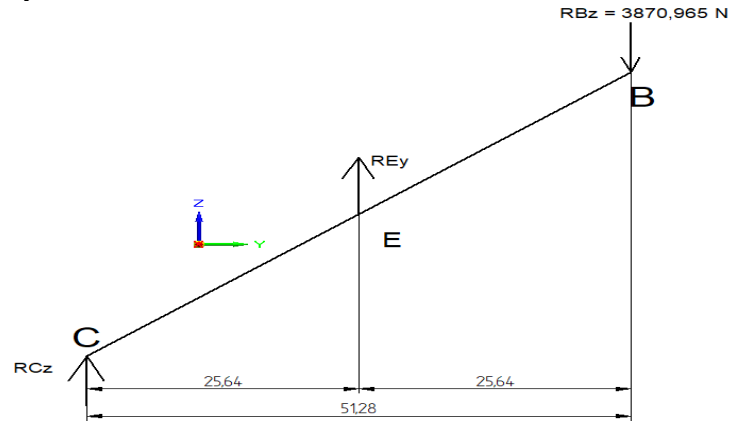
Como la plataforma tiene dos tijeras a cada lado y como son simétricas, se asume que cada una de las tijeras sobre las cuales se apoya la mesa, absorberá la mitad de la carga, por ende RA_z y RB_z equivalen a 3870,96 N, para cada una de las tijeras. En la imagen 66, se muestra un diagrama de cuerpo libre de toda la estructura de la tijera cuando está cerrada.



Fuente: Elaboración propia

Se realizan los diagramas de cuerpo libre de cada barra individualmente en la imagen 67, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la barra BEC con la tijera cerrada.

Imagen 67. Diagrama de cuerpo libre barra BEC, tijera cerrada



Fuente: Elaboración propia

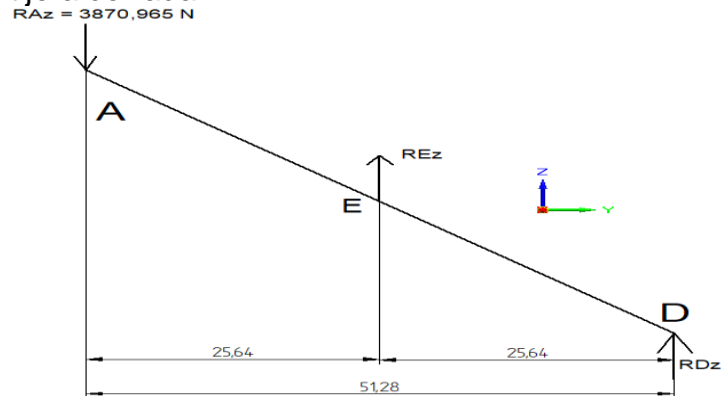
Se aplica la sumatoria de momentos en el punto E igual a cero y sumatoria de fuerzas en el eje Z igual a cero, donde las reacciones tienen los siguientes valores.

$$RCz = -3870,965 \text{ N}$$

$$REz = 7741,93 \text{ N}$$

En la imagen 68, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la barra AED con la tijera cerrada.

Imagen 68. Diagrama de cuerpo libre barra AED, tijera cerrada



Fuente: Elaboración propia

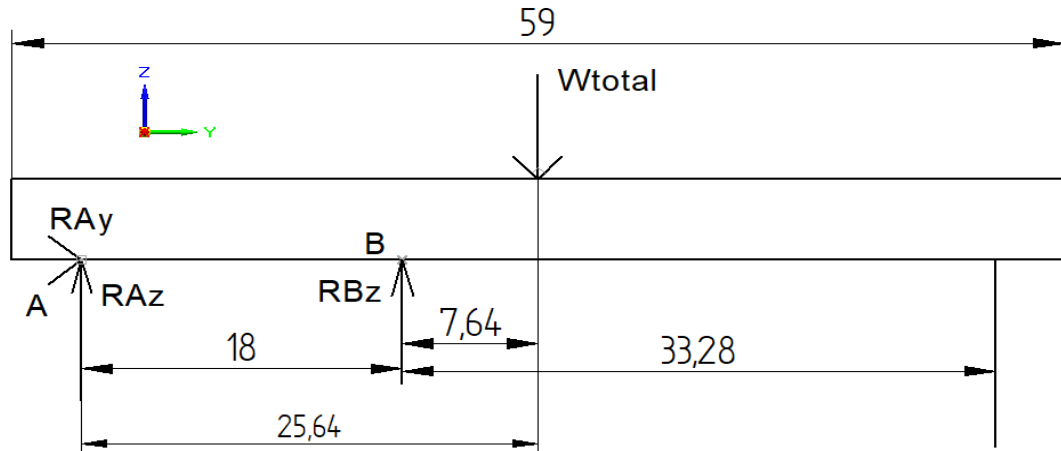
Se aplica la sumatoria de momentos en el punto E igual a cero y sumatoria de fuerzas en el eje Z igual a cero, donde las reacciones tienen los siguientes valores.

$$RDz = -3870,965 \text{ N}$$

$$REz = 7741,93 \text{ N}$$

Se determina el cálculo estático, cuando la tijera está abierta. En la imagen 69 se muestra la mesa de la plataforma cuando la tijera está abierta.

Imagen 69. Diagrama de cuerpo libre de la mesa con la tijera abierta



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 69, se aplica la sumatoria de momentos en el punto A igual a cero.

$$+\sum M_A = 0$$

$$RBz = -\frac{15483,86 \text{ N} * 0,2564 \text{ m}}{0,18 \text{ m}} = 22055,89 \text{ N}$$

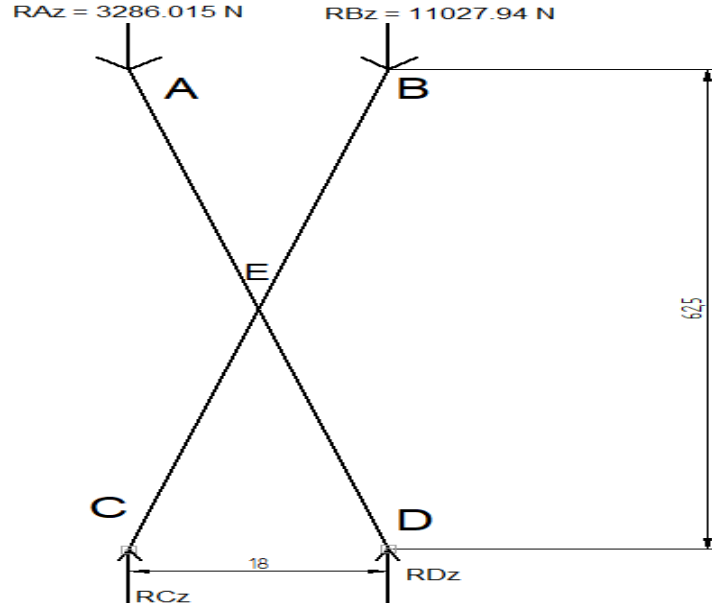
Posteriormente se aplica, la sumatoria de fuerzas en Z igual a cero.

$$\sum F_z = 0$$

$$RAz = -6572,03 \text{ N}$$

Como la plataforma tiene dos tijeras a cada lado, ubicadas simétricamente, se determina que cada una de las estas sobre las cuales se apoya la mesa absorberá la mitad de la carga, por ende RAz equivale a 3286,015 N y RBz equivale a 11027,94 N, para cada una de las tijeras.

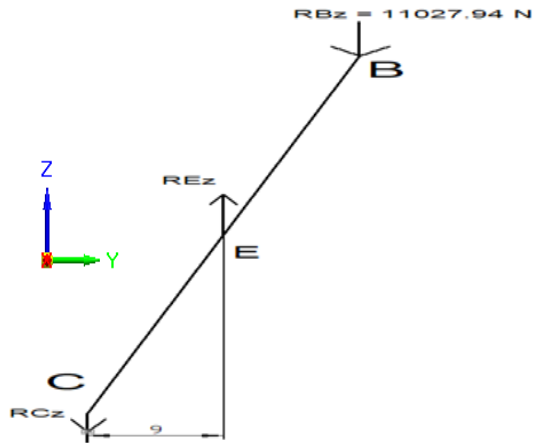
Imagen 70. Diagrama de cuerpo libre, tijera abierta



Fuente: Elaboración propia

Se realizan los diagramas de cuerpo libre de cada barra individualmente, en la imagen 71, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la barra BEC con la tijera abierta.

Imagen 71. Diagrama de cuerpo libre de la barra BEC, tijera abierta



Fuente: Elaboración propia

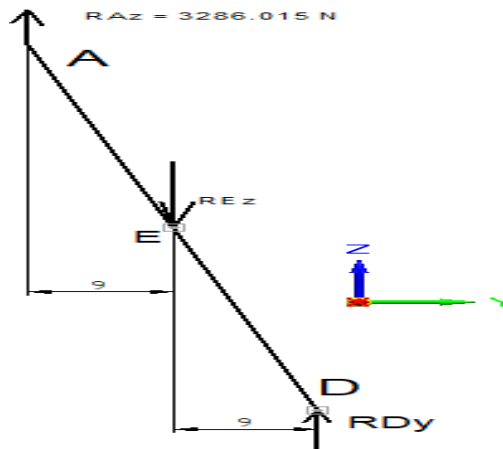
Se aplica la sumatoria de momentos en el punto E igual a cero y la sumatoria de fuerzas en Z igual, donde las reacciones son las siguientes.

$$RCz = 11027,94 N$$

$$REz = 34143,91 \text{ N}$$

En la imagen 72, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la barra AED, cuando la tijera está abierta.

Imagen 72. Diagrama de cuerpo libre de la barra AED, tijera abierta



Fuente: Elaboración propia

Se aplica la sumatoria de momentos en el punto E igual a cero y la sumatoria de fuerza en el eje Z igual a cero, donde las reacciones son la siguiente.

$$RDz = 3286,015$$

$$REz = 6572,03 \text{ N}$$

En la tabla 21, se muestran las reacciones estáticas correspondientes a la plataforma de tijeras.

Tabla 21. Reacciones plataforma de tijeras

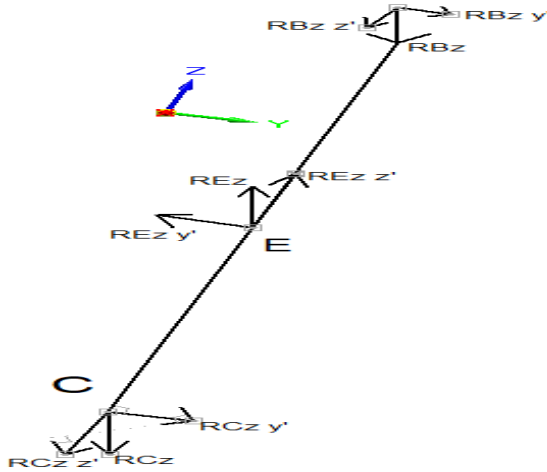
Reacción	Tijeras Abiertas (N)		Tijeras Cerradas (N)	
RCz	11027,94		-3870,96	
RDz	3286,015		-3870,96	
	BEC	AED	BEC	AED
REz	22055,88	6572,05	7741,93	7741,93

Fuente: Elaboración propia

La situación más crítica, mostrada en la tabla 20, es cuando las tijeras están abiertas. Se diseñará mediante resistencia de materiales la barra BEC, en la condición de tijera abierta, ya que tiene las mayores reacciones correspondientes a RCz y REz. Las dimensiones de la barra BEC, es la que se normaliza en el

mecanismo de tijera. En la imagen 73, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la barra BEC, con las reacciones de la tabla 20.

Imagen 73. Diagrama de cuerpo libre correspondiente a la barra BEC



Fuente: Elaboración propia

Se procederá a calcular las componentes verticales y horizontales de las reacciones en B, E y C. En la imagen 73, se muestra que la componente horizontal en el eje Z y la componente vertical en el eje Y. En la tabla 21, se muestran los valores de las componentes horizontales y verticales de las reacciones mostradas en la imagen 73.

Tabla 22. Componentes barra BEC

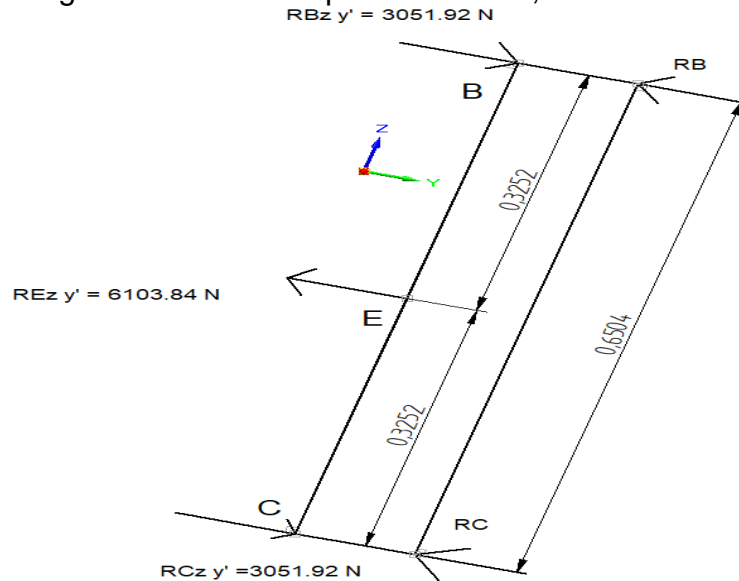
$RCZy'$	3051,92 N
$RCZz'$	10597,22 N
$RBZy'$	3051,92 N
$RBZz'$	10597,22 N
$REzy'$	6103,84 N
$REzz'$	21194,45 N

Fuente: Elaboración propia

Los cuadros azules mostrados en la tabla 22, son los valores de la componente vertical en el eje Y, que son los valores que se usarán para el cálculo mediante resistencia de materiales para la barra BEC.

En la imagen 74, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la barra BEC, aplicando solo la carga de las componentes en el eje Y de la tabla 22.

Imagen 74. D.C.L componentes en Y, barra BEC



Fuente: Elaboración propia

Se aplica la sumatoria de momentos en el punto C igual a cero.

$$\sum M_C = 0$$

$$RB = \frac{6103,84 \text{ N} * 0,3252 \text{ m} - 3051,92 \text{ N} * 0,6504 \text{ m}}{0,6504 \text{ m}} = 0 \text{ N}$$

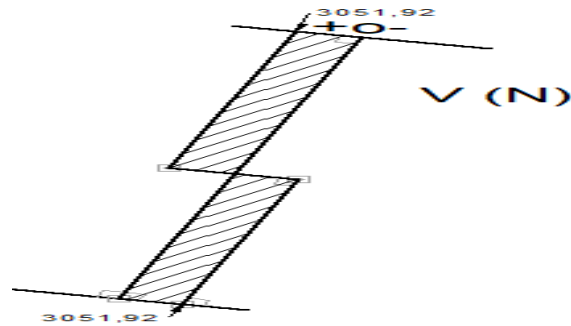
Se aplica sumatoria de fuerza en el eje Z igual a cero.

$$\sum F_Z = 0$$

$$RC = -6103,84 \text{ N} + 3051,92 \text{ N} + 3051,92 \text{ N} = 0$$

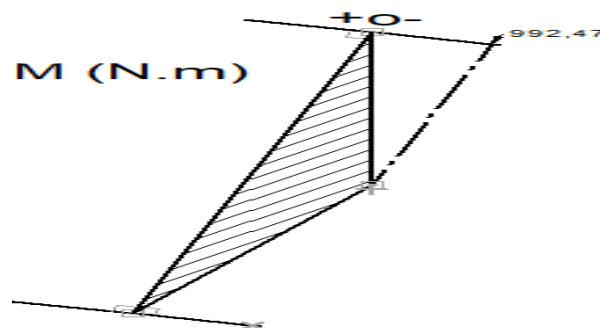
Al aplicar el método de áreas. En las imágenes 75 y 76, se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la barra BEC respectivamente.

Imagen 75. Diagrama de fuerza cortante, barra BEC



Fuente: Elaboración propia

Imagen 76. Diagrama de momento flector, barra BEC



Fuente: Elaboración propia

Se usará un perfil cuadrado macizo, el material seleccionado es el acero SAE 4140 ya que son “ideales para aplicaciones que requieren una alta resistencia a la torsión, tracción e impactos”⁵⁵, el esfuerzo de fluencia es de 588.39 MPa, asumiéndolo como esfuerzo de falla. El factor de seguridad es el mismo que el de la viga crítica B de la estructura soporte del volante del cigüeñal, siendo este factor de 3. Se calcula el esfuerzo permisible, con la ecuación ya mostrada anteriormente.

$$\sigma_{perm} = \frac{588,39 MPa}{3} = 196,13 MPa$$

La siguiente ecuación⁵⁶, es usada para el cálculo del esfuerzo permisible.

$$\sigma_{perm} = \frac{M * c}{I}$$

⁵⁵ AnonymousSAE 4140. [1]. [Consultado el Apr 4,2018]. Disponible en: <http://acerosray.cl/aleado/sae-4140/>

⁵⁶ BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 309

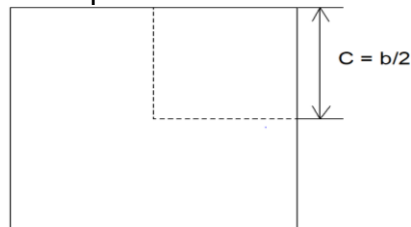
Donde M es el máximo momento flector, I es el momento de inercia y c es la distancia entre el lugar de mayor esfuerzo al eje neutro de la viga.

El momento de inercia para un perfil cuadrado es la siguiente ecuación⁵⁷.

$$I = \frac{1}{12} * b^4$$

En la imagen 77, se muestra que la línea del eje neutro (C), es la mitad del valor del lado b, donde el valor de C es mostrado en la ecuación de esfuerzo permisible.

Imagen 77. Distancia C, en un perfil cuadrado



Fuente: Elaboración propia

Al relacionar las anteriores expresiones se determina una ecuación que relacione el esfuerzo permisible, el máximo momento flector (M) con el lado b mínimo de la barra cuadrada.

$$b = \sqrt[3]{\frac{6 * M}{\sigma_{Perm}}}$$

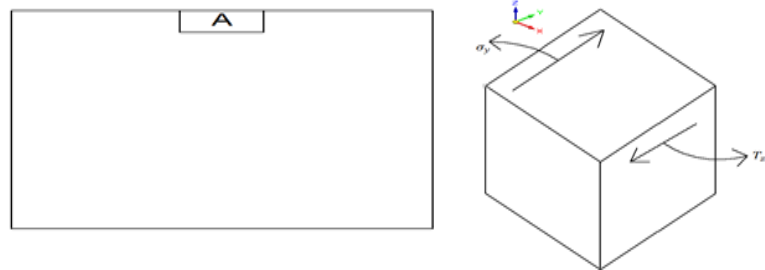
$$b = \sqrt[3]{\frac{6 * 992,47 \text{ N.m}}{196,13 \times 10^6 \text{ N/m}^2} * \frac{1000 \text{ mm}}{1\text{m}}} = 31,19 \text{ mm}$$

Al saber el lado b mínimo de la barra, según el catálogo de la empresa Aceros mapa, mostrado en los Anexo F el lado b normalizado es de 31,75 mm, equivalente a una barra de acero de perfil cuadrado de 1 ¼ pulgada.

Para analizar el esfuerzo efectivo Von Mises de la barra BEC del mecanismo de elevación en el eje Z. Se toman los datos correspondientes de las imágenes 75 y 76 que corresponden a la máxima fuerza cortante y máximo momento flector. En la imagen 78, se muestra el punto de interés y el elemento del esfuerzo en el punto A de la barra BEC.

⁵⁷ BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Momentos de inercia de figuras geométricas comunes

Imagen 78. Punto interés y elemento de esfuerzo en el punto A, barra BEC



Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo del esfuerzo de flexión normal se usa la ecuación ya utilizada anteriormente.

$$\sigma_y = \frac{992,47 \text{ N.m} * \frac{0,03175 \text{ m}}{2}}{\frac{1}{12} * (0,03175 \text{ m})^4} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 186,05 \text{ MPa}$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante en el punto A, se utiliza la siguiente ecuación⁵⁸.

$$T_{zx} = \frac{3V}{2A}$$

$$T_{zx} = \frac{3 * 3051,92 \text{ N}}{2 * (0,03175 \text{ m} * 0,03175 \text{ m})} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 4,54 \text{ MPa}$$

Se va a calcular el esfuerzo cortante máximo de las combinaciones de los esfuerzos de flexión normal y cortante, con la ecuación ya aplicada anteriormente.

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{186,05 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + 4,54 \text{ MPa}^2} = 93,13 \text{ MPa}$$

Se aplica la el circulo de Mohr ya que es “un medio muy eficaz para visualizar el estado de esfuerzo en un punto y mantener un registro de los diversos componentes asociados con el esfuerzo plano”⁵⁹. Ya que las barras de la plataforma de elevación por tijera están sujetas a diferentes esfuerzos según su posición. Se calculan los

⁵⁸ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 95.

⁵⁹ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 78.

esfuerzos normales σ_1 y σ_2 , con las siguiente ecuación⁶⁰, aplicadas en el círculo de Mohr.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + (T_{xz})^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{186,05 \text{ MPa} + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{186,05 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (4,54 \text{ MPa})^2} = 186,16 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{186,05 \text{ MPa} + 0}{2} - \sqrt{\left(\frac{186,05 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (4,54 \text{ MPa})^2} = -0,1107 \text{ MPa}$$

Al calcular los esfuerzos principales, se va a calcular la dirección principal de los esfuerzos normales con la siguiente ecuación⁶¹.

$$\tan(2\Phi_p) = \frac{T_{xz}}{\frac{(\sigma_y - \sigma_z)}{2}}$$

$$2\Phi_p = \tan^{-1}\left(\frac{4,54 \text{ MPa}}{\frac{(186,05 \text{ MPa} - 0)}{2}}\right) = 2,79^\circ$$

Al haber calculado el esfuerzo cortante máximo ($T_{\text{máx}}$), se va a calcular la dirección del esfuerzo cortante máximo con la siguiente ecuación⁶².

$$\tan(2\Phi_s) = \left(\frac{\frac{-(\sigma_y - \sigma_z)}{2}}{T_{xz}}\right)$$

$$\tan(2\Phi_s) = \left(\frac{\frac{-(186,05 \text{ MPa} - 0)}{2}}{4,54 \text{ MPa}}\right) = -87,20^\circ$$

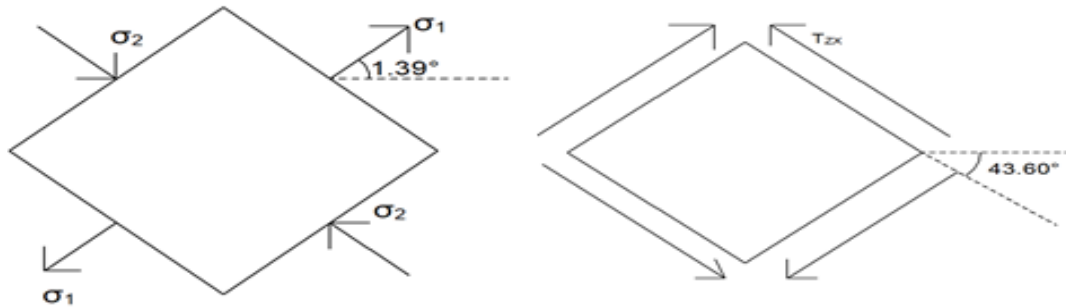
En la imagen 79, se muestran los diagramas de esfuerzos principales y esfuerzos cortantes de la barra BEC.

⁶⁰ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 77.

⁶¹ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 76.

⁶² SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 77.

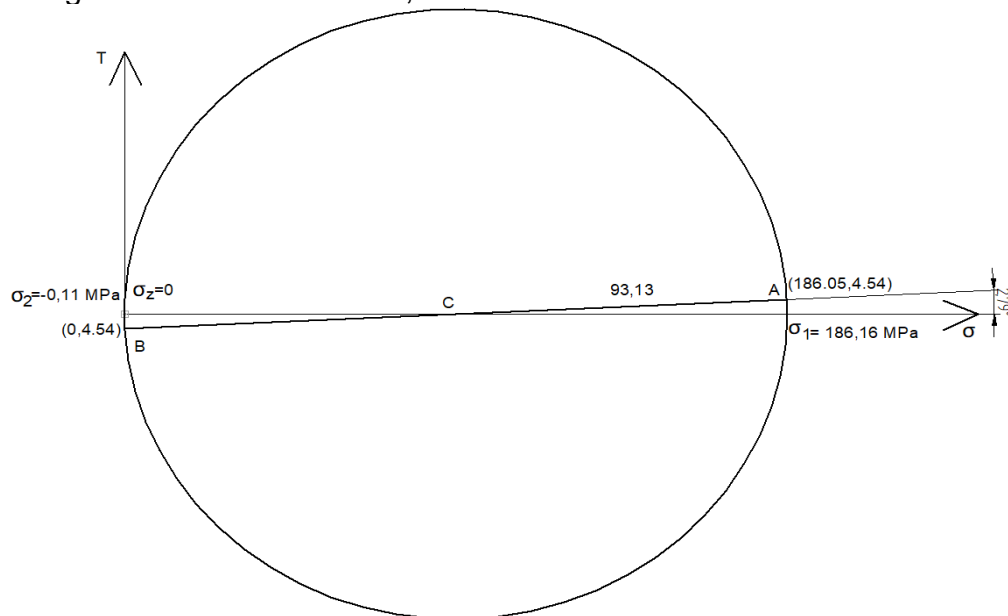
Imagen 79. Diagramas de esfuerzo principal y esfuerzo cortante, barra BEC



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 80, se muestra la contracción del círculo de Mohr, donde se muestra el estado de esfuerzo correspondiente a la barra BEC.

Imagen 80. Círculo de Mohr, barra BEC



Fuente: Elaboración propia

Se calcula el esfuerzo efectivo Von Mises y el factor de seguridad efectivo con las ecuaciones ya aplicadas anteriormente.

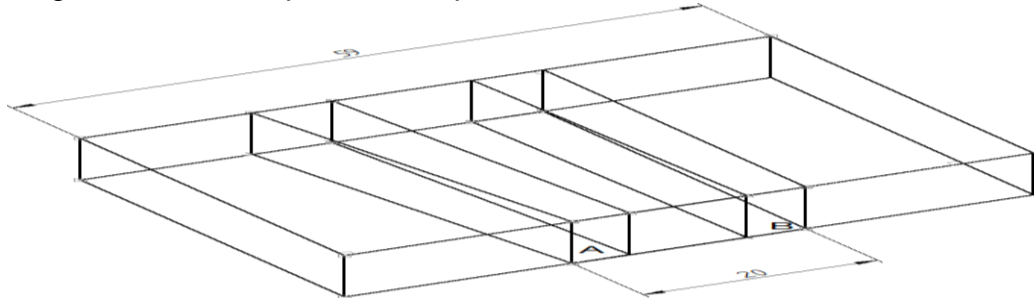
$$\sigma' = \sqrt{(186,16 \text{ MPa})^2 - (186,16 \text{ MPa} * -0,1107 \text{ MPa}) + (-0,1107 \text{ MPa})^2} = 186,21 \text{ MPa}$$

$$F.S = \frac{588,39 \text{ MPa}}{186021 \text{ MPa}} = 3.15$$

4.3.2 Diseño la plataforma del mecanismo de elevación en Z.

En la imagen 81, se muestra un bosquejo de la mesa superior que se va a diseñar.

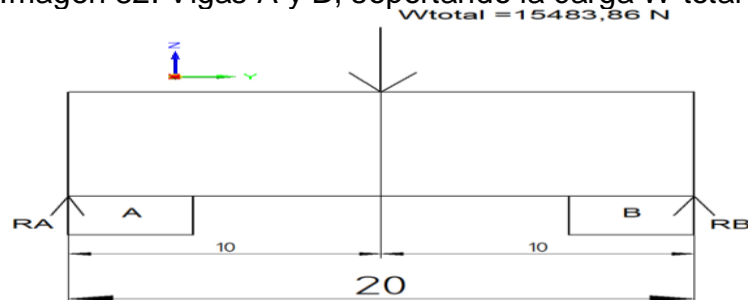
Imagen 81. Mesa superior de la plataforma del movimiento en Z



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 81, las vigas A y B, son las vigas críticas que van a soportar el peso del mecanismo en el eje X. En la imagen 82 se muestra el bosquejo de las vigas A y B soportando la carga (W_{total}) transmitida por el mecanismo en el eje X.

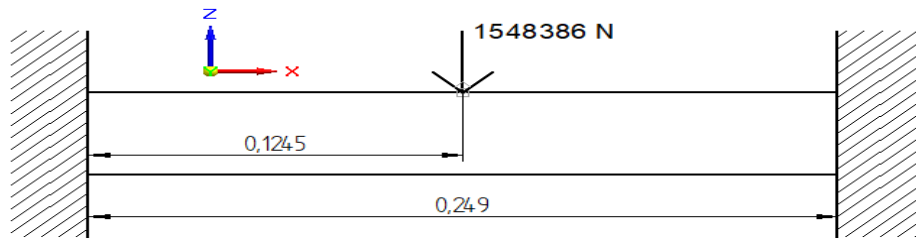
Imagen 82. Vigas A y B, soportando la carga W_{total}



Fuente: Elaboración propia

Al aplicar sumatoria de momentos en el punto A igual a cero y realizar sumatoria de fuerza en el eje Z igual a cero, se muestra que ambas vigas críticas generan la misma reacción de 7741,93 N. Como las vigas A y B, son simétricas y soportan la misma carga. Por lo tanto se diseñara la viga A, asumiendo que la carga se concentra en la mitad de la viga. En la imagen 83, se muestra la disposición de la viga en la plataforma de elevación en Z.

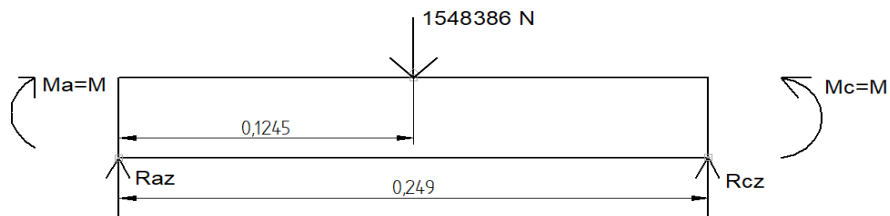
Imagen 83. Disposición de la viga A en la mesa de la plataforma



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 83, se muestra que la viga está empotrada en los extremos y es estáticamente indeterminada. En la imagen 84, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga A.

Imagen 84. Diagrama de cuerpo libre de la viga A



Fuente: Elaboración propia

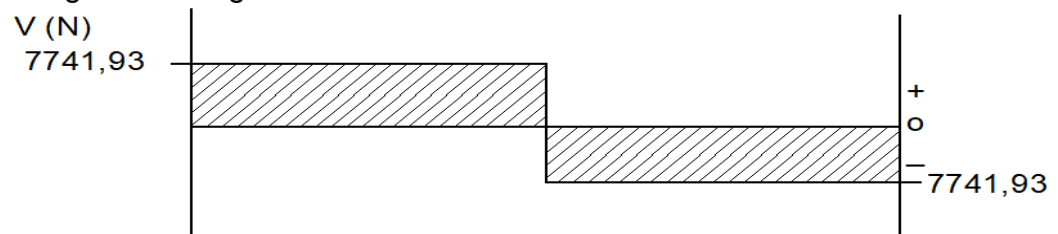
Al ser la misma condición que la viga crítica B de la estructura soporte del cigüeñal, las reacciones en los apoyos y los momentos mostrados en la viga de la imagen 84, se calculan con el mismo procedimiento ya mostrado, por ende el valor de las reacciones y el momento son los siguientes.

$$R_{az} = R_{cz} = 7741,93 \text{ N}$$

$$M_a = M_c = 481,94 \text{ N.m}$$

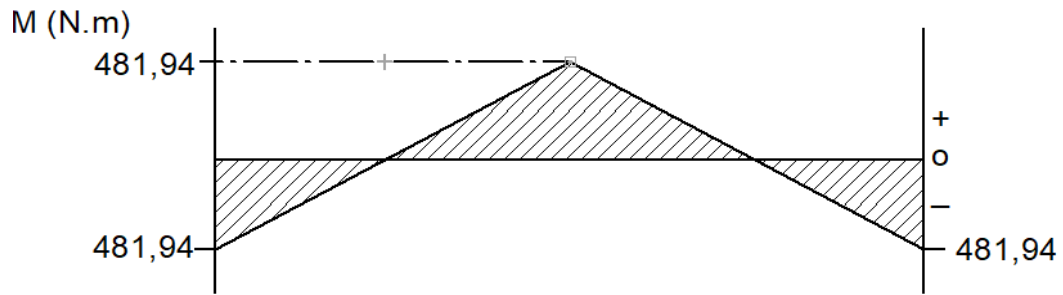
Se aplica el método de áreas para hallar los diagramas de fuerza cortante y momento flector, mostrados en las imágenes 85 y 86.

Imagen 85. Diagrama de fuerza cortante



Fuente: Elaboración propia

Imagen 86. Diagrama de momento flector



Fuente: Elaboración propia

Para la estructura de la plataforma se usara vigas de perfil en ángulo (L), donde el material es de acero estructural A-36 y se aplicara el mismo factor de seguridad de la viga crítica B de la estructura soporte del cigüeñal, siendo este valor de 3. Se calcula el esfuerzo permisible con la ecuación ya aplicada anteriormente.

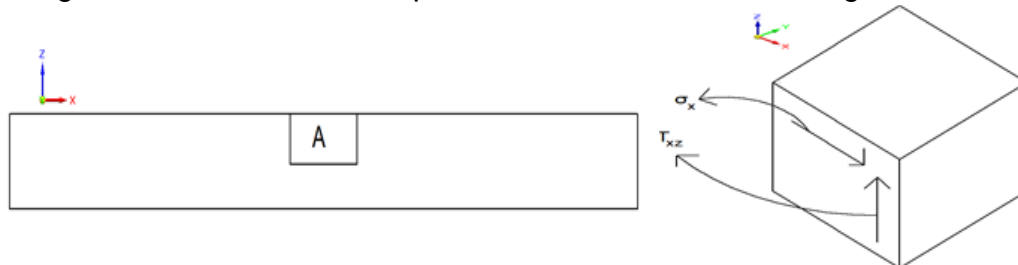
$$\sigma_{perm} = \frac{248 \text{ Mpa}}{3} = 82,66 \text{ MPa}$$

Al haber calculado el esfuerzo permisible, se calcula el módulo de sección requerido (Sreq), con la ecuación ya aplicada anteriormente.

$$S_{req} = \frac{481,94 \text{ N.m}}{82,66 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} * \frac{(100 \text{ cm})^3}{(1 \text{ m})^3} = 5,83 \text{ cm}^3$$

Según el catalogo mostrado en el Anexo G, el módulo de sección normalizado es de 6,21 cm³. Que pertenece a una viga de perfil en ángulo de 65 mm X 6 mm. En la imagen 87, se muestra punto de interés para el cálculo del esfuerzo y el punto de interés para la viga A.

Imagen 87. Punto de interés para el cálculo de esfuerzos viga A



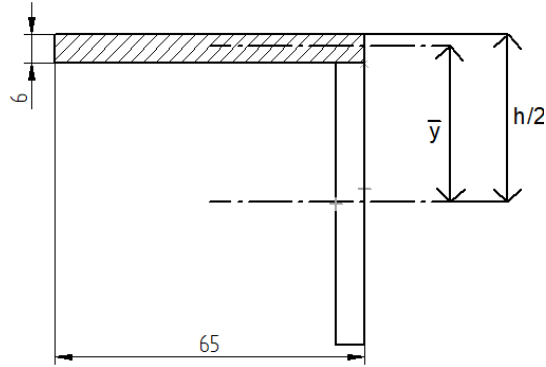
Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo del esfuerzo de flexión normal, se aplica la ecuación ya aplicada.

$$\sigma_x = \frac{481,94 \text{ N.m}}{6,21 \text{ cm}^3} * \frac{(100 \text{ cm})^3}{(1 \text{ m})^3} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 77,6 \text{ MPa}$$

En la imagen 88, se muestra el perfil de la viga utilizada, mostrando variables necesarias para el cálculo del esfuerzo cortante.

Imagen 88. Perfil en ángulo de la viga A



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 88, se muestra el perfil de una viga con espesor delgado, por ende se procede a realizar el mismo procedimiento ya aplicado para la viga de tubo cuadrado de la viga crítica B de la estructura soporte del cigüeñal. El valor de Q que es el primer momento de área es el siguiente.

$$Q = \left[(65 \text{ mm} * 6 \text{ mm}) * \left(\frac{65 \text{ mm}}{2} - \frac{6 \text{ mm}}{2} \right) \right] * \frac{(1 \text{ m})^3}{(1000 \text{ mm})^3} = 1,15 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Al haber hallado el valor del primer momento de área, se calcula el esfuerzo cortante con la ecuación ya aplicada anteriormente.

$$T_{xz} = \frac{7741,93 \text{ N} * 1,15 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{2,92 \times 10^{-7} \text{ m}^4 * 6 \times 10^{-3} \text{ m}} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 50,81 \text{ MPa}$$

Al haber calculado el esfuerzo flexionante y el esfuerzo cortante, se procede a calcular el esfuerzo cortante máximo con la ecuación aplicada anteriormente.

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{77,6 \text{ MPa} - 0}{2} \right)^2 + (50,81 \text{ MPa})^2} = 63,93 \text{ MPa}$$

Se procede a calcular los esfuerzos normales con las ecuaciones aplicadas anteriormente.

$$\sigma_1 = \frac{77,6 \text{ MPa} + 0}{2} + 63,93 \text{ MPa} = 102,73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \frac{77,6 \text{ MPa} + 0}{2} - 63,93 \text{ MPa} = -25,13 \text{ MPa}$$

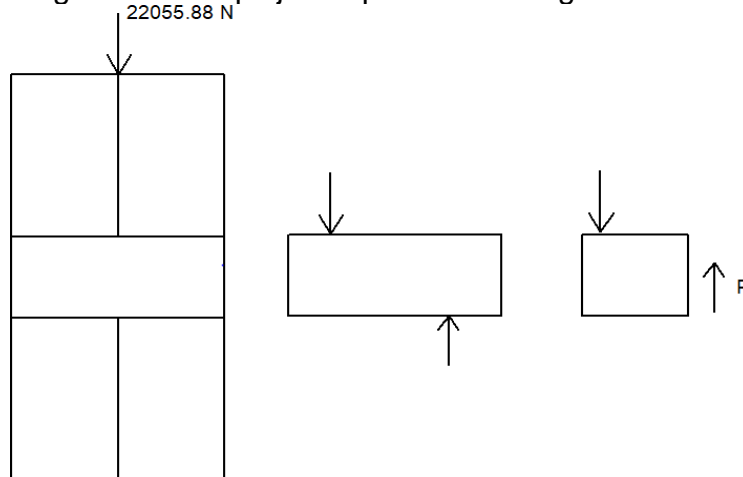
Se halla el esfuerzo Von Mises y el factor de seguridad efectivo con las ecuaciones aplicadas anteriormente.

$$\sigma' = \sqrt{(102,93 \text{ MPa})^2 - (102,93 \text{ MPa} * -25,13 \text{ MPa}) + (-25,13 \text{ MPa})^2} = 117,33 \text{ MPa}$$

$$F.S = \frac{248 \text{ MPa}}{117,33 \text{ MPa}} = 2,11$$

Se procederá a calcular el diámetro de los pasadores para el mecanismo en Z, el material de los pasadores es acero SAE 1045, ya que “proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo, con respecto a los aceros de baja aleación”⁶³. El esfuerzo de fluencia del material es de 413 MPa, En la tabla 20, la carga máxima de diseño es de 22055,88 N. En la imagen 89, se muestra el bosquejo de la fuerza cortante que sufre el pasador.

Imagen 89. Bosquejo del pasador a carga cortante



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 89, el valor de P equivale a 22055,88 N. Como el esfuerzo cortante del acero SAE 1045 no está especificado en el catálogo citado, se aplica la teoría del esfuerzo cortante máximo aplicado en los bujes del mecanismo en X, por ende el esfuerzo de fluencia del material al corte es el siguiente.

$$T = 0,50 * 413 \text{ MPa} = 206,5 \text{ MPa}$$

⁶³Aceros ingeniería al carbono. SAE 1020 Y SAE 1045. [1]: Disponible en: <http://www.cga.com.co/images/document/ficha-1045-1020.pdf>

Para continuar con el cálculo del pasador, que corresponde a la unión articulada entre las barras del mecanismo en Z, se va aplicar el factor de seguridad efectivo de las barras de 3,15. Por ende el esfuerzo permisible cortante es el siguiente.

$$T_{perm} = \frac{206,5 \text{ MPa}}{3,15} = 65,55 \text{ MPa}$$

Al saber el esfuerzo permisible, se aplica el mismo procedimiento ya aplicado en el mecanismo en X para hallar los diámetros de los bujes, por ende el diámetro del pasador es el siguiente.

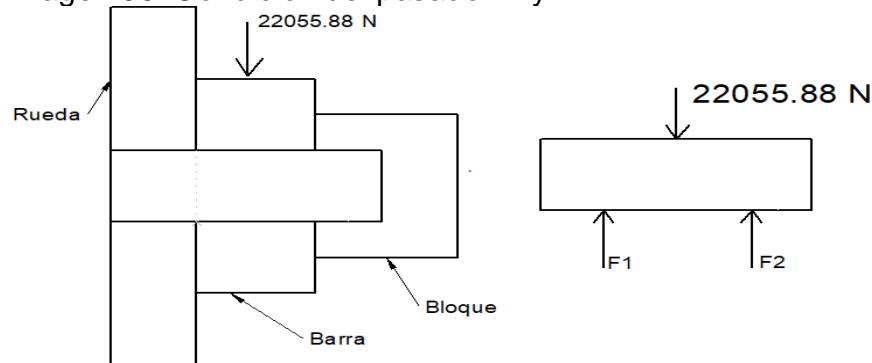
$$A = \frac{22055,88 \text{ N}}{65,55 \times 10^6 \text{ N/m}^2} * \frac{(1000\text{mm})^2}{(1\text{m})^2} = 336,47 \text{ mm}^2$$

$$\phi_{pasador} = \sqrt{\frac{4 * 336,47 \text{ mm}^2}{\pi}} = 20,69 \text{ mm}$$

El diámetro calculado de 20,69 mm se aproxima a 21 mm. Este valor hallado solo es para las uniones en los puntos A, E y C; mostrado en la imagen 70, la longitud de los pasadores en estos puntos es de 9,5 cm.

Para los puntos B y D, mostrado en la imagen 70, se calcula un diámetro diferente, debido a que en estos puntos el pasador se encuentra en condición de aplastamiento doble, como se muestra en la imagen 90.

Imagen 90. Condición del pasador B y D



Fuente: Elaboración propia

Al aplicar el mismo valor de esfuerzo permisible de 65,55 MPa, el diámetro del pasador B y D se hallan con la siguiente ecuación⁶⁴.

$$T_{perm} = \frac{F}{2A}$$

⁶⁴ BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 11

$$A = \frac{22055,88 \text{ N}}{2 * 65,55 * 10^6 \text{ N/m}^2} * \frac{(1000\text{mm})^2}{(1\text{m})^2} = 168,23 \text{ mm}^2$$

$$\varnothing_{pasador} = \sqrt{\frac{4 * 168,23 \text{ mm}^2}{\pi}} = 14,63 \text{ mm}$$

Al dar el diámetro un valor de 14,63 mm, este valor se aproxima a 15 mm.

Para la selección de las ruedas que permita el movimiento de la tijera, se buscó una rueda comercial. La selección se da por condición de carga crítica que es de 22055,88 N y por el espacio en el mecanismo de tijera que sirve como plataforma de elevación en el eje Z. El elemento giratorio seleccionado es la rueda SCDURAFLEX, ya que esta rueda es “ideal para trabajos de carga extra pesada”⁶⁵, la rueda se muestra en la imagen 91.

Imagen 91. Rueda SCDURAFLEX



Fuente: Anonymousrodachines | SC DURAFLEX. [1]. [Consultado el Jun 7,2018]. Disponible en: <https://www.rodachines.com/product-page/serie-sc-duraflex>

La rueda seleccionada dispone de un diámetro de 4 in con un espesor de 1 ½ in. Cada rueda soporta una carga unitaria de 400 Kgf, ya que el total de elementos es de 8 ruedas, 4 por soporte. El catálogo de la rueda esta mostrado en el Anexo H.

Se procederá a calcular el tornillo de potencia para el movimiento del mecanismo en el eje Z, el procedimiento que se va a utilizar es el mismo que se utilizó para el tornillo de potencia del mecanismo en X, asumiendo el mismo factor de seguridad de 3 y el material acero A-36.

⁶⁵ Anonymousrodachines | SC DURAFLEX. [1]. [Consultado el Jun 7,2018]. Disponible en: <https://www.rodachines.com/product-page/serie-sc-duraflex>

$$\sigma_{Perm} = \frac{36000 \text{ Psi}}{3} = 12000 \text{ Psi}$$

$$A_{t1-t} = \frac{3480,91 \text{ lb}}{12000 \text{ lb/in}^2} = 0,29 \text{ in}^2$$

Al analizar el área de esfuerzo de tensión requerido, el área de esfuerzo de tensión normalizado es de 0,4003 in². En la imagen 92, se muestra la tabla de diámetro normalizados de roscas Acme.

Imagen 92. Tabla de diámetros normalizado de rosca Acme, mecanismo en Z

TABLA 17-1 Diámetros preferidos para roscas Acme

Diámetro mayor nominal, D (pulg)	Roscas por pulg. n	Paso, $p = 1/n$ (pulg)	Diámetro menor mínimo, D_r (pulg)	Diámetro mínimo de paso, D_p (pulg)	Área al esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)	Área al esfuerzo cortante, A_s (pulg ²) ²
1/4	16	0.0625	0.1618	0.2043	0.026 32	0.3355
5/16	14	0.0714	0.2140	0.2614	0.044 38	0.4344
3/8	12	0.0833	0.2632	0.3161	0.065 89	0.5276
7/16	12	0.0833	0.3253	0.3783	0.097 20	0.6396
1/2	10	0.1000	0.3594	0.4306	0.1225	0.7278
5/8	8	0.1250	0.4570	0.5408	0.1955	0.9180
3/4	6	0.1667	0.5371	0.6424	0.2732	1.084
7/8	6	0.1667	0.6615	0.7663	0.4003	1.313
1	5	0.2000	0.7509	0.8726	0.5175	1.493

Fuente: MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 699

Se procederá a calcular el área del esfuerzo a cortante para analizar si el tornillo es viable o no, con el mismo procedimiento aplicado para el tornillo del mecanismo en X:

$$T = 0.50 * 36000 \text{ psi} = 18000 \text{ Psi}$$

$$T_{Perm} = \frac{18000 \text{ Psi}}{3} = 6000 \text{ Psi}$$

$$A_s = \frac{3480,91 \text{ lb}}{6000 \text{ lb/in}^2} = 0,58 \text{ in}^2$$

Al mirar la imagen 92, el área del esfuerzo a cortante requerido es menor que el área del esfuerzo a cortante normalizado del tornillo de 7/8 in. Al ser el mismo diámetro que el tornillo del mecanismo en X, se tiene la misma consideración de material de la tuerca y coeficiente de fricción del tornillo. En la tabla 23 se muestran los datos calculados del tornillo del mecanismo en Z, utilizando las mismas ecuaciones ya aplicadas del mecanismo en X.

Tabla 23. Datos del tornillo del mecanismo en Z

Par torsional para subir la carga	Tu (lb.in)	302,2
Eficiencia del tornillo	e (%)	30,56
Par torsional para bajar la carga	Td (lb*in)	113,09
Esfuerzo axial normal	σ_z (Psi)	-10128,5
Esfuerzo cortante	Tyz (Psi)	5317,1
Esfuerzo flexionante	σ_x (Psi)	22909,32

Fuente: Elaboración propia

Al obtener los esfuerzos en los tornillos, se calculan los esfuerzos normales con las ecuaciones ya aplicadas anteriormente.

$$\sigma_1 = \frac{22909,32 \text{ psi} + (-10128,45 \text{ psi})}{2} + 5317,10 \text{ psi} = 11707,64 \text{ Psi}$$

$$\sigma_3 = \frac{22909,32 \text{ Psi} + (-10128,45 \text{ Psi})}{2} - 5317,10 \text{ psi} = 1073,22 \text{ Psi}$$

Al haber calculado los esfuerzos principales, se determina el esfuerzo Von Mises y el factor de seguridad efectivo con las ecuaciones ya aplicadas.

$$\sigma' = \sqrt{(11707,64 \text{ Psi})^2 - (11707,64 \text{ Psi} * 1073,22 \text{ Psi}) + (1073,22 \text{ Psi})^2} = 11209,63 \text{ Psi}$$

$$F.S = \frac{36000 \text{ psi}}{11209,63} = 3,21$$

Se procederá a seleccionar el ajuste entre el diámetro nominal del tornillo y el diámetro de la rosca, el tipo de ajuste que cumple con la necesidad requerida es de holgura localizada de H7/h6 ya que “proporciona un ajuste firme para la ubicación de partes estacionarias pero se puede ensamblar y desensamblar libremente”⁶⁶.

Se calculará el diámetro externo del cilindro que contiene a la tuerca de potencia, que está a la misma condición de esfuerzo cortante que el cilindro del mecanismo en X, por lo tanto se calculará el diámetro externo con el mismo procedimiento del mecanismo en X.

$$T = 0,50 * 345 \text{ MPa} = 172,5 \text{ MPa}$$

⁶⁶ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 385.

$$T_{perm} = \frac{172,5 \text{ MPa}}{3,21} = 53,73 \text{ MPa}$$

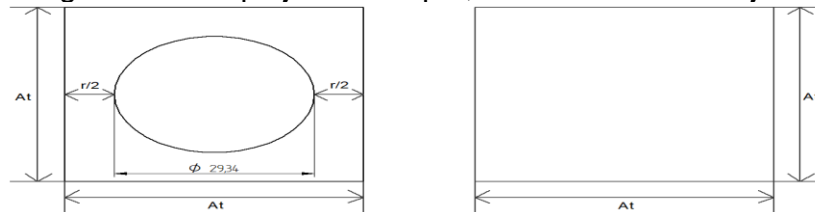
$$A = \frac{V}{T_{perm}} = \frac{15483,86 \text{ N}}{53,73 \times 10^6 \text{ N/m}^2} * \frac{(1000 \text{ mm})^2}{(1 \text{ m})^2} = 288,17 \text{ mm}^2$$

$$\varnothing_{ext} = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi} + \varnothing_{int}^2} = \sqrt{\frac{4 * 288,17 \text{ mm}^2}{\pi} + (22,225 \text{ mm})^2} = 29,34 \text{ mm}$$

El diámetro externo de 29,34 mm, es el mismo para cilindro del mecanismo en X y para el mecanismo en Z.

Se va a calcular el bloque de acero que soporta la tuerca de potencia y permitirá el movimiento del mecanismo en Z, donde el agujero tiene un diámetro de 29,34 mm. En la imagen 93 se muestra un bosquejo del bloque para el mecanismo en el eje Z.

Imagen 93. Bosquejo del bloque, movimiento en el eje Z



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 93, el valor de A_t , se calcula con la suma del diámetro del agujero y la mitad del radio de ese mismo agujero, por ende el valor de A_t es de 44 mm. Para analizar el esfuerzo producido por el bloque es menor que el esfuerzo admisible del material, se calculará el concentrado de esfuerzo producido por el agujero mediante la siguiente ecuación⁶⁷.

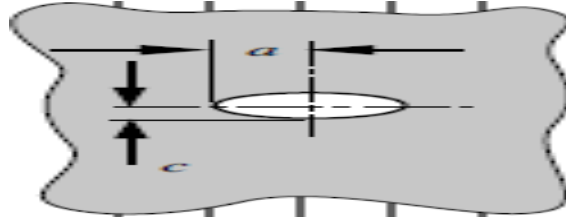
$$K_t = 1 + 2 \left(\frac{a}{c} \right)$$

De la ecuación descrita, especifica la “concentración de esfuerzos, desarrollado al borde del orificio”⁶⁸. En la imagen 94, se muestra los valores correspondientes a la ecuación de concentración de esfuerzos.

⁶⁷ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 119

⁶⁸ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 119

Imagen 94. Valores de la ecuación Kt

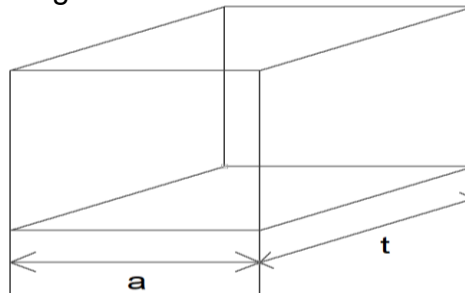


Fuente NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 118

De la imagen 94, el valor de a es “la mitad del ancho de la elipse”⁶⁹ y el valor de c es “la mitad de la altura”⁷⁰, como el agujero es un círculo, por ende el valor de K_t equivale a 3.

El factor de concentración de esfuerzo aplica para el cálculo de esfuerzo máximo en base al esfuerzo nominal, que es el cociente entre la carga aplicada y el área transversal neta, esta área se calcula con la profundidad del bloque como se muestra en la imagen 95.

Imagen 95. Área total transversal



Fuente: Elaboración propia

El área transversal que es el producto entre $a * t$, se da porque “los esfuerzos nominales se calculan usando la sección transversal neta la cual reduce la geometría de la muesca”⁷¹. El material escogido es el acero estructural A-36, se calculara el esfuerzo máximo producido por el bloque y se compara con el esfuerzo de fluencia del material, con la siguiente ecuación⁷².

⁶⁹ NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.Pag 119

⁷⁰ NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.. Pag 119

⁷¹ NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.. Pag 117

⁷² NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.. Pag 117

$$\sigma_{max} = k_t * \sigma_{nom}$$

$$\sigma_{max} = 3 * \frac{15483,86 \text{ N}}{(0,044\text{m} * 0,044\text{m})} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 23,99 \text{ MPa}$$

Al hallar el esfuerzo máximo de 23,99 MPa y mirar que es menor al esfuerzo de fluencia de 248 MPa, se concluye que el bloque para el mecanismo en Z es apto para la actividad que va a realizar.

Se procederá a seleccionar el ajuste entre el agujero del bloque y el cilindro que dispone de la tuerca de potencia, el tipo de ajuste es de interferencia, siendo un ajuste localizado de H7/p6, que es “para partes que requieren rigidez y alineación con la mejor precisión y ubicación”⁷³.

4.4 DISEÑO DEL MARCO ESTRUCTURAL

El diseño del marco estructural tiene como fin darle rigidez a la plataforma de elevación en el eje Z, para saber la carga total que va a soportar el marco estructural, se dispone a deducir el peso total de la plataforma de la tijera.

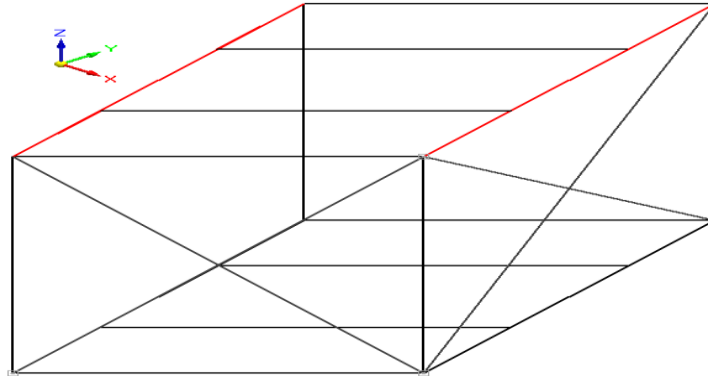
El peso por unidad de medida de la viga en perfil en L es de 7,94 Kgf/m. Al multiplicar por 0,59 m y 0,249 el peso individual de cada viga es de 4,68 Kgf y 1,97 Kg. Al multiplicar por la cantidad de vigas de 4 y 7, el peso de las vigas de 0,59 m y 0,249 m son de 18,73 Kgf y 13,83 Kgf.

El peso de las barras es de 7,91 Kgf/m, al multiplicar por la medida de 0,6504 m, da un peso individual de 5,14 Kgf, que al multiplicar por la cantidad de 4 barras el peso de todas las barras es de 20,57 Kgf.

Al sumar los pesos totales y multiplicar por la gravedad, el peso total del mecanismo en el eje Z es de 521,50 N. Este valor al sumarlo con la carga que soporta la plataforma de 15483,86 N, por ende la carga total que va a soportar el marco estructural es de 16005,06 N. En la imagen 96, se muestra las vigas críticas del marco estructural.

⁷³ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 385.

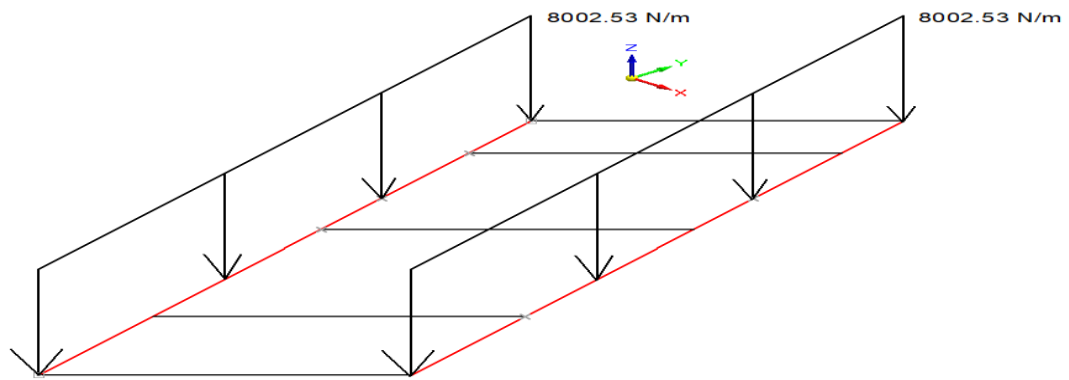
Imagen 96. Vigas críticas del marco estructural



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 96, las vigas críticas son las de color rojo, la carga de 16005,06 N, se concentra como una carga distribuida, como se muestra en la imagen 97.

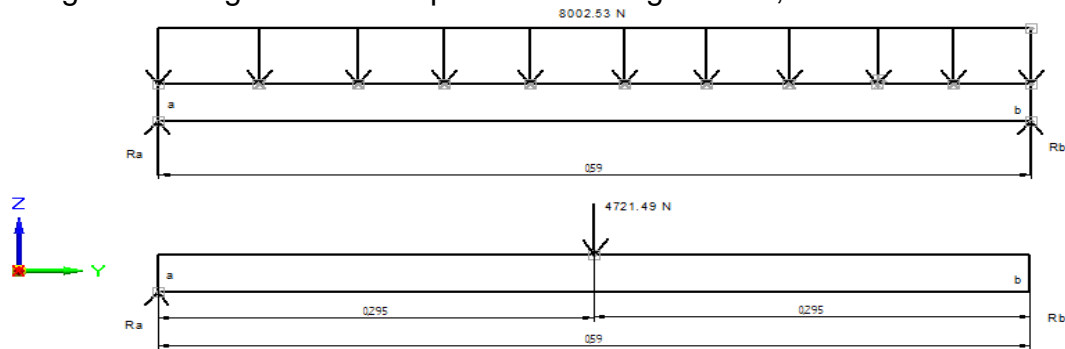
Imagen 97. Carga distribuida en las vigas críticas



Fuente: Elaboración propia

La carga de 16005,06 N se distribuye entre las vigas críticas, por ende cada viga crítica soporta la mitad de la carga total, es decir cada viga crítica soporta 8002,53 N/m. Como ambas vigas son simétricas y soportan lo mismo, se diseñara solo una y se normalizara según el resultado. En la imagen 98, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga crítica.

Imagen 98. Diagrama de cuerpo libre de la viga crítica, marco estructural



Fuente: Elaboración propia

Se aplica la sumatoria de momentos en el punto A igual a cero.

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B = \frac{4721,49, N * 0,295 m}{0,59 m} = 2360,745 N$$

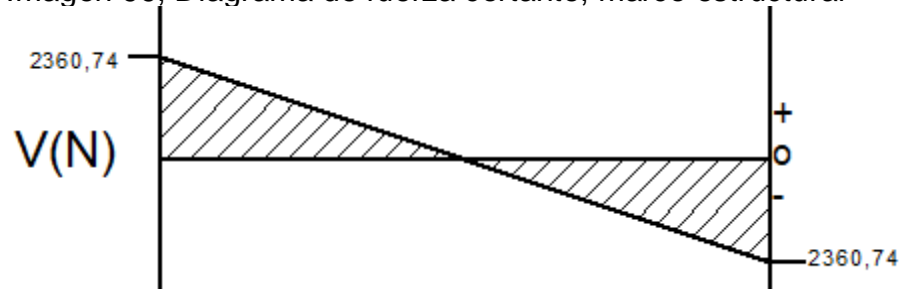
Se aplica la sumatoria de fuerza en Z igual a cero

$$\sum F_z = 0$$

$$R_A = 2360,745 N$$

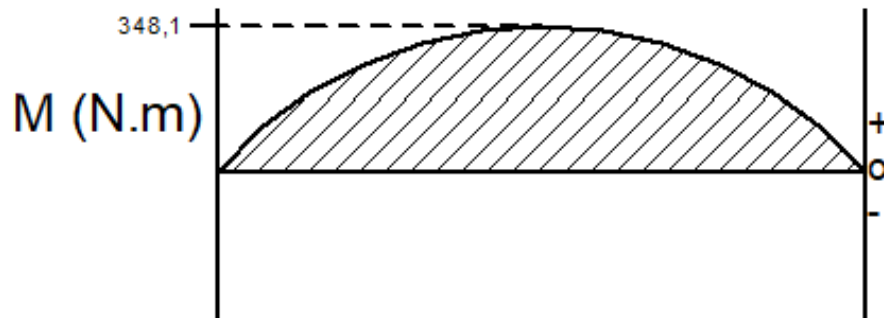
Después de haber hallado las reacciones en A y B de la viga crítica, se aplica el método de áreas. En las imágenes 99 y 100 se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Imagen 99, Diagrama de fuerza cortante, marco estructural



Fuente: Elaboración propia

Imagen 100. Diagrama de momento flector, marco estructural



Fuente: Elaboración propia

El perfil de la viga es de tubo cuadrado. El procedimiento para el cálculo de esfuerzos es el mismo que el de la viga crítica B de la estructura soporte del cigüeñal. El factor de seguridad es de 1,5, se escogió porque “el diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño”⁷⁴. Al realizar el mismo procedimiento de la viga crítica B, el módulo de sección (S_{req}) es el siguiente.

$$\sigma_{perm} = \frac{350 MPa}{1,5} = 233,33 MPa$$

$$S_{req} = \frac{348,1 N.m}{233,33 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} * \frac{(100 cm)^3}{(1 m)^3} = 1,49 cm^3$$

Según el catálogo de la empresa Colmena mostrado en el Anexo A, la viga seleccionada es de 40 mm X 40 mm X 1,5 mm. Donde el módulo de sección normalizado es de 2,75 cm³.

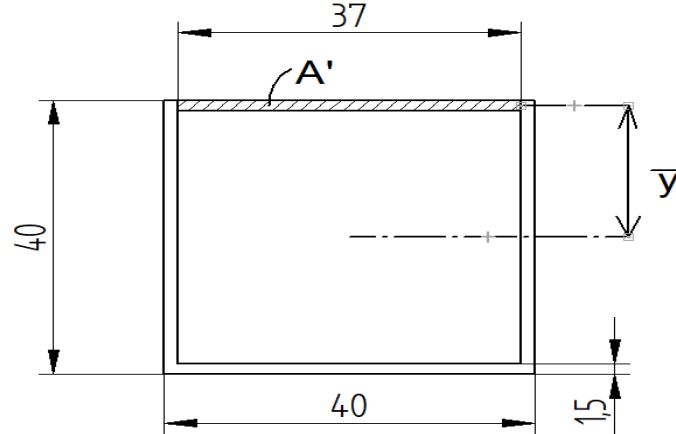
Para el cálculo de esfuerzo flexionante se procede de la misma manera que la viga crítica B.

$$\sigma_x = \frac{348,1 N.m}{2,75 cm^3} * \frac{(100 cm)^3}{(1 m)^3} * \frac{1 MPa}{1 \times 10^6 Pa} = 126,58 MPa$$

En la imagen 101, se muestra el perfil de la viga crítica del marco estructural.

⁷⁴ MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 185.

Imagen 101. Perfil de la viga de tubo cuadrado



Fuente: Elaboración propia

A partir de la imagen 101, se calcula el esfuerzo cortante con el procedimiento ya aplicado en la viga crítica B.

$$Q = (37 \text{ mm}) * (1,50 \text{ mm}) * (19,25 \text{ cm}) * \frac{(1 \text{ m})^3}{(1000 \text{ mm})^3} = 1,068 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_{xz} = \frac{2360,74 * 1,068 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{5,49 \times 10^{-8} \text{ m}^4 * 1,5 \times 10^{-3} \text{ m}} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 30,61 \text{ MPa}$$

Se calcularan de la misma manera que la viga crítica B el esfuerzo cortante máximo y el los esfuerzos normales.

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{126,58 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + 30,61 \text{ MPa}^2} = 70,30 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{126,58 \text{ MPa} + 0}{2} + 70,30 = 133,59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \frac{126,58 \text{ MPa} + 0}{2} - 70,30 = -7,01 \text{ MPa}$$

Se calculan de la misma manera que la viga crítica B el esfuerzo Von Mises y el factor de seguridad efectivo.

$$\sigma' = \sqrt{(133,59 \text{ MPa})^2 - (133,59 \text{ MPa} * -7,01 \text{ MPa}) + (-7,01 \text{ MPa})^2} = 137,22 \text{ MPa}$$

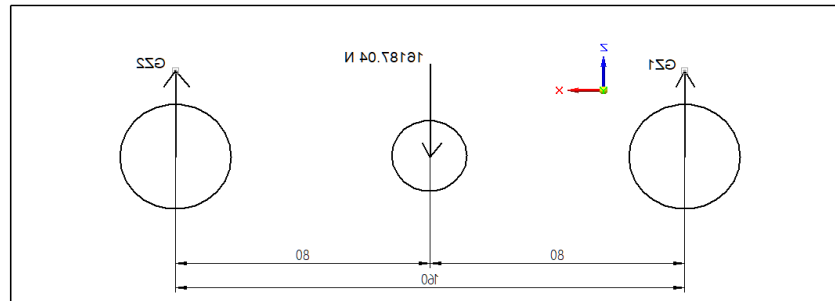
$$F.S = \frac{350 \text{ MPa}}{137,22 \text{ MPa}} = 2,55$$

4.5 DISEÑO DEL MECANISMO PARA EL MOVIMIENTO EN Y

Lo primero que se va a realizar es el cálculo del diámetro de las guías estructurales que soportan el marco estructural. Para saber que carga van a soportar las guías, se calcula el peso del marco estructural. El peso por unidad de longitud de la viga del marco estructural es de 1,73 Kgf/m. Al multiplicar por las correspondientes longitudes y por las cantidades, el total del peso es de 18,489 Kgf, al multiplicar por la gravedad el peso de la estructura es de 181,38 N. El peso del marco estructural se suma con la reacción que transmite el marco de 16005,66 N, por ende la carga total que van a soportar las guías es de 16187,04 N.

En la imagen 102, se muestra el bosquejo representativo de las guías soportando la carga de 16187,04 N.

Imagen 102. Bosquejo representativo de las guías del mecanismo en Y



Fuente: Elaboración propia

Al aplicar la sumatoria de momentos en el punto GZ1 igual a cero y la sumatoria de fuerzas en el eje Z igual a cero. Las reacciones son las siguientes.

$$GZ2 = 8093,52 \text{ N}$$

$$GZ1 = 8093,52 \text{ N}$$

Al saber que las reacciones en GZ1 y GZ2 son iguales, solo se hace el análisis de resistencia de materiales de una guía y se normaliza la otra. En la imagen 103, se muestra el diagrama de cuerpo de la guía.

Imagen 103. Diagrama de cuerpo libre de la guía para el mecanismo en Y



Fuente: Elaboración propia

Se aplica la sumatoria de momentos en el punto B igual a cero.

$$+\sum M_B = 0$$

$$RA = \frac{8093.52 X}{1.65}$$

Se aplica la sumatoria de fuerzas en Z igual a cero

$$\sum F_z = 0$$

$$RB = 8193,775 N - RA$$

Las anteriores expresiones matemáticas deducidas, se utilizaron para calcular las reacciones correspondientes en diferentes valores de X, según el largo de los motores. Los valores de X son 1,412 m que corresponde al motor de mayor longitud según la tabla 1, otro valor de X es de 0,5 m que es el motor con menor longitud según la tabla 2 y el ultimo valor de X es de 0,8025 que corresponde a un valor medio de las otras longitudes mostradas en la tabla 2. En la tabla 24, se muestra el valor de X mencionado y las reacciones producidas según dicho valor.

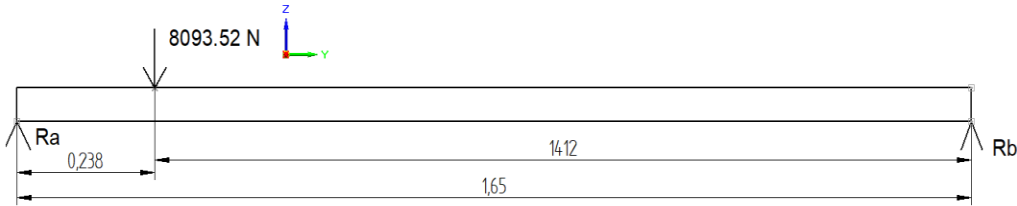
Tabla 24. Reacciones según el valor de X

Valor de X(m)	RA (N)	RB (N)
1,412	6926,09	1167,42
0,8025	3936,39	4157,12
0,5	2452,58	5640,93

Fuente: Elaboración propia

Al analizar las reacciones mostradas en la tabla 23, se muestra que la condición crítica es cuando el valor de X es de 1,412 m. En la imagen 104, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la guía cuando X es igual a 1,412 m.

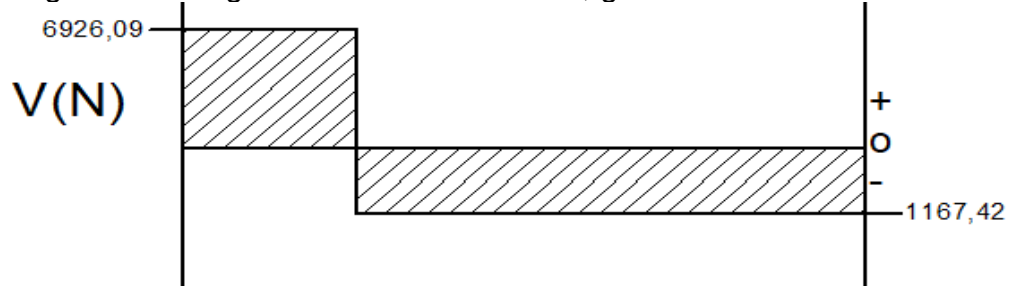
Imagen 104. Diagrama de cuerpo libre cuando X es 1,412 m



Fuente: Elaboración propia

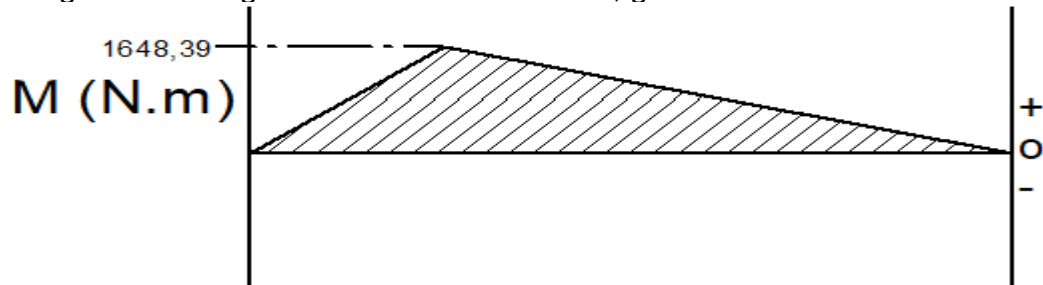
Al saber las reacciones se aplica el método de áreas para hallar los diagramas de fuerza cortante y momento flector, mostrados en las imágenes 105 y 106.

Imagen 105. Diagrama de fuerza cortante, guía movimiento en Y



Fuente: Elaboración propia

Imagen 106. Diagrama de momento flector, guía movimiento en Y



Fuente: Elaboración propia

La guía es de perfil circular, por lo tanto para hallar el radio mínimo se aplica el mismo procedimiento que se aplicó para las guías en el mecanismo en X. El factor de seguridad es el mismo valor que el de la guía en X donde este es de 3 y el material es el acero SAE 4140, por ende el radio mínimo es el siguiente.

$$\sigma_{Perm} = \frac{588,39 \text{ Mpa}}{3} = 196,13 \text{ MPa}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{4 * 1648,39 \text{ N.m}}{196,13 * 10^6 \text{ N/m}^2 * \pi}} * \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 22,03 \text{ mm}$$

Al saber que el radio mínimo es de 22,03 mm, por ende el diámetro mínimo es de 44,07 mm. Según el catalogo mostrado en el Anexo C, el diámetro normalizado es de 44,45 mm que equivale a 1 ¾ in.

Al haber seleccionado el diámetro para el mecanismo en Y, se va a realizar el análisis de esfuerzos, aplicando el mismo procedimiento de la guía estructural del mecanismo en X. Por ende el esfuerzo flexionante y el esfuerzo cortante son los siguientes, aplicando los valores de los diagramas mostrados en las imágenes 105 y 106.

$$\sigma_x = \frac{1648,39 \text{ N.m} * 0,022225\text{m}}{\frac{1}{4} \pi (0,022225\text{m})^4} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 191,18 \text{ MPa}$$

$$T_{yz} = \frac{4 * 6926,1}{3 * \pi (0,022225 \text{ m})^2} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 5,95 \text{ MPa}$$

Al hallar estos esfuerzos, se va a calcular el esfuerzo cortante máximo y los esfuerzos normales con el mismo procedimiento de la guía en X.

$$T_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{191,18 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + 5,95 \text{ MPa}^2} = 95,77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{191,18 \text{ MPa} + 0}{2} + 95,77 \text{ MPa} = 191,36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \frac{191,18 \text{ MPa} + 0}{2} - 95,77 = -0,18 \text{ MPa}$$

Al hallar los esfuerzos normales, se va a calcular con el mismo procedimiento de la guía en X el esfuerzo Von Mises y el factor de seguridad efectivo.

$$\sigma' = \sqrt{(191,36 \text{ MPa})^2 - (191,36 \text{ MPa} * -0,18 \text{ MPa}) + (-0,18 \text{ MPa})^2} = 191,45 \text{ MPa}$$

$$F.S = \frac{588,39 \text{ MPa}}{191,45} = 3,07$$

Para la selección de los ajustes entre los bujes y las guías, el ajuste escogido es el H7/p6, ya que es “para partes que requieren rigidez y alineación con la mejor precisión de ubicación”⁷⁵.

⁷⁵ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 385.

Como los bujes de los mecanismo en X y Y son de bronce y están en la misma condición de cortante, se aplica el mismo procedimiento para hallar el diámetro externo en los bujes de ambos mecanismo. Para el mecanismo en Y se asume que el diámetro interno del buje es de 44,45 mm, el diámetro externo del buje es el siguiente, asumiendo un factor de seguridad de 3,07.

$$T_{perm} = \frac{172,5 \text{ MPa}}{3,07} = 56,18 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{V}{T_{perm}} = \frac{8093,52 \text{ N}}{56,18 \times 10^6 \text{ N/m}^2} * \frac{(1000\text{mm})^2}{(1\text{m})^2} = 144,06 \text{ mm}^2$$

$$\emptyset_{ext} = \sqrt{\frac{4*A}{\pi} + \emptyset_{int}^2} = \sqrt{\frac{4*144,06 \text{ mm}^2}{\pi} + (44,45 \text{ mm})^2} = 46,46 \text{ mm}.$$

A continuación se calcula el tornillo de potencia para el movimiento del mecanismo en el eje Y, el procedimiento que se va a utilizar es el mismo que se utilizó para el tornillo de potencia del mecanismo en X, asumiendo el mismo factor de seguridad de 3 y el material acero A-36.

$$\sigma_{perm} = \frac{36000 \text{ Psi}}{3} = 12000 \text{ Psi}$$

$$A_{t1-t} = \frac{3638.99 \text{ lb}}{12000 \text{ lb/in}^2} = 0,3032 \text{ in}^2$$

Al analizar el área de esfuerzo de tensión requerido, el área de esfuerzo de tensión normalizado es de 0,4003 in². En la imagen 107, se muestra la tabla de diámetro normalizados de roscas Acme.

Imagen 107. Tabla de diámetros normalizado de rosca Acme, mecanismo en Y

TABLA 17-1 Diámetros preferidos para roscas Acme

Diámetro mayor nominal, D (pulg)	Roscas por pulg. n	Paso, $p = 1/n$ (pulg)	Diámetro menor mínimo, D_r (pulg)	Diámetro mínimo de paso, D_p (pulg)	Área al esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)	Área al esfuerzo cortante, A_s (pulg ²) ²
1/4	16	0.0625	0.1618	0.2043	0.026 32	0.3355
5/16	14	0.0714	0.2140	0.2614	0.044 38	0.4344
3/8	12	0.0833	0.2632	0.3161	0.065 89	0.5276
7/16	12	0.0833	0.3253	0.3783	0.097 20	0.6396
1/2	10	0.1000	0.3594	0.4306	0.1225	0.7278
5/8	8	0.1250	0.4570	0.5408	0.1955	0.9180
3/4	6	0.1667	0.5371	0.6424	0.2732	1.084
7/8	6	0.1667	0.6615	0.7663	0.4003	1.313
1	5	0.2000	0.7509	0.8726	0.5175	1.493

Fuente: MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 699

Se procederá a calcular el esfuerzo de área cortante para analizar si el tornillo es viable o no, con el mismo procedimiento aplicado para el tornillo del mecanismo en X:

$$T = 0.50 * 36000 \text{ psi} = 18000 \text{ Psi}$$

$$T_{perm} = \frac{18000 \text{ Psi}}{3} = 6000 \text{ Psi}$$

$$A_s = \frac{3638.99 \text{ lb}}{6000 \text{ lb/in}^2} = 0,60 \text{ in}^2$$

Al mirar la imagen 107, el área del esfuerzo a cortante requerido es menor que el área del esfuerzo a cortante normalizado del tornillo de 7/8 in. Al ser el mismo diámetro que el tornillo del mecanismo en X, se tiene la misma consideración de material de la tuerca y coeficiente de fricción del tornillo. En la tabla 25 se muestran los datos calculados del tornillo del mecanismo en Y, utilizando las mismas ecuaciones ya aplicadas del mecanismo en X.

Tabla 25. Datos del tornillo del mecanismo en Y

Par torsional para subir la carga	Tu (lb.in)	330,48
Eficiencia del tornillo	e (%)	29,21
Par torsional para bajar la carga	Td (lb*in)	118,47
Esfuerzo axial normal	σ_z (Psi)	-10588,4
Esfuerzo cortante	Tyz (Psi)	5814,67
esfuerzo flexionante	σ_x (Psi)	23949,71

Fuente: Elaboración propia

Al tener los esfuerzos, se procede a calcular los esfuerzos normales con el procedimiento ya aplicado anteriormente.

$$\sigma_1 = \frac{23949,71 \text{ Psi} + (-10588,42 \text{ Psi})}{2} + 5814,67 \text{ Psi} = 12495,31 \text{ Psi}$$

$$\sigma_3 = \frac{23949,71 \text{ Psi} + (-10588,42 \text{ Psi})}{2} - 5814,67 \text{ Psi} = 865,97 \text{ Psi}$$

Al haber hallado los esfuerzos normales, se va a calcular el esfuerzo Von Mises el factor de seguridad efectivo, con el procedimiento ya aplicado anteriormente.

$$\sigma' = \sqrt{(12495,31 \text{ Psi})^2 - (12495,31 \text{ Psi} * 865,97 \text{ Psi}) + (865,97 \text{ Psi})^2} = 12085,61 \text{ Psi}$$

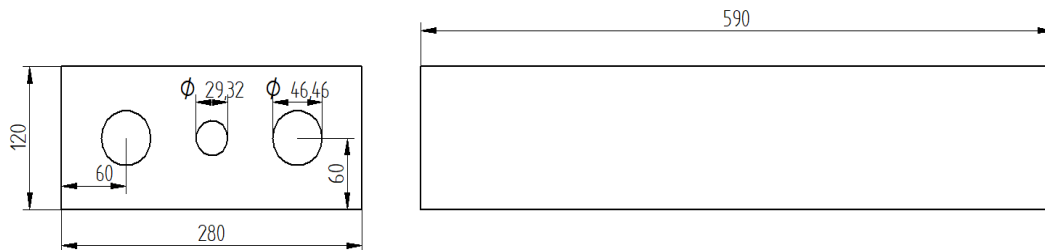
$$F.S = \frac{36000 \text{ Psi}}{12085,61 \text{ Psi}} = 2,97$$

Para la selección del ajuste entre el diámetro nominal del tornillo y la tuerca de potencia, el ajuste seleccionado es de holgura localizada siendo el H7/h6, ya que “proporciona un ajuste firme para la ubicación de partes estacionarias pero se puede ensamblar y desensamblar libremente”⁷⁶.

Se calcula el diámetro exterior del cilindro que dispone de la tuerca de potencia, como los tornillos para los mecanismos en X, Y, Z es el mismo diámetro nominal de 7/8 in, el cálculo del cilindro que dispone de la tuerca de potencia es el mismo. Por ende el diámetro externo del cilindro para el mecanismo en Y es de 29,32 mm.

Para la selección de los ajustes entre los bujes y el cilindro que dispone de la tuerca de potencia con el bloque soporte del mecanismo en Y, son los mismos ajustes ya seleccionadas para el mecanismo en X, que son los ajustes H7/u6 para los bujes y H7/p6 para el cilindro que dispone de la tuerca de potencia. En la imagen 108, se muestra las dimensiones del bloque que soporta el mecanismo en el eje Y.

Imagen 108. Bloque soporte del mecanismo en el eje Y



Fuente: Elaboración propia

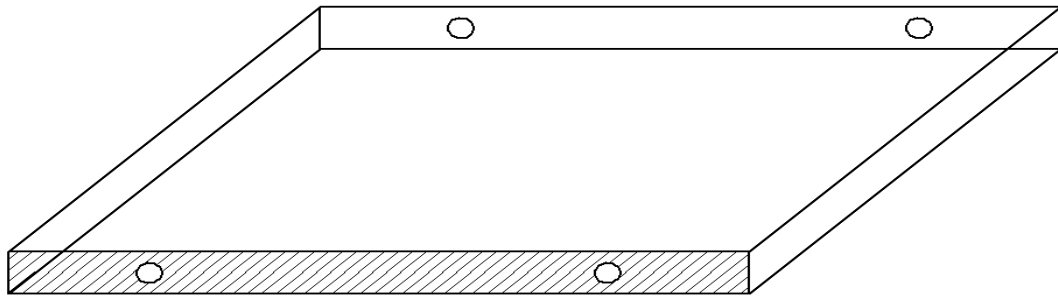
De la imagen 108, las medidas de 280 mm y 120 mm, se dan por el criterio de distancia mínima del centro del agujero al borde. Según la tabla mostrada en el Anexo I, la distancia mínima al borde es de 58,07 mm, está distancia se aproxima a 60 mm.

El largo del bloque es de 590 mm, se debe a que el marco estructural tiene la misma longitud mencionada.

Se va a diseñar la estructura del mecanismo en el eje Y, en la imagen 109 se muestra el bosquejo de la estructura a diseñar.

⁷⁶ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 385.

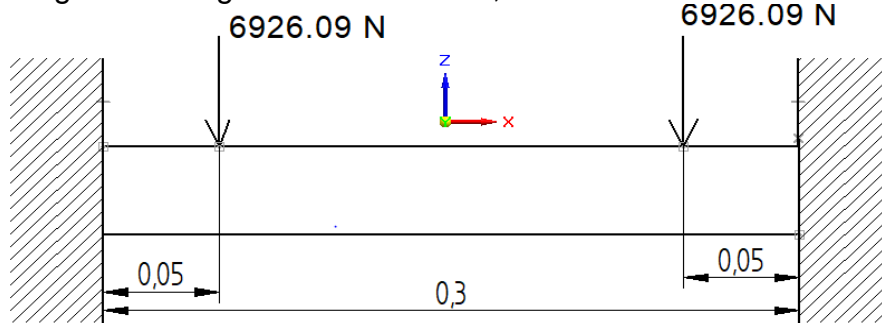
Imagen 109. Bosquejo de la estructura del mecanismo en el eje Y



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 109, la viga sombreada es la viga crítica de diseño, en la imagen 110, se muestra la viga crítica de diseño y la condición a la que está sometida.

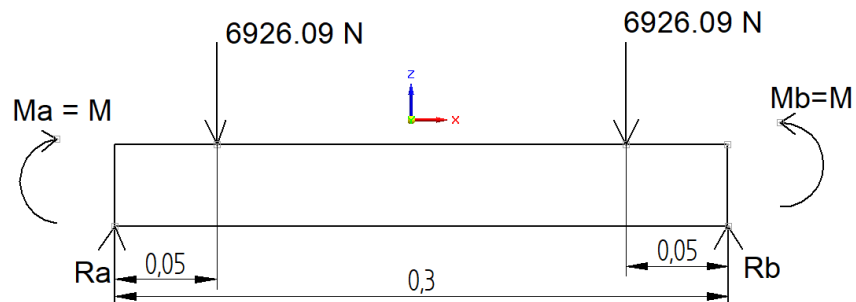
Imagen 110. Viga crítica de diseño, estructura mecanismo en Y



Fuente: Elaboración propia

Como se muestra en la imagen 110, la viga esta empotrada en los extremos, por ende la viga es estáticamente indeterminada. En la imagen 111, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga crítica de diseño.

Imagen 111. Diagrama de cuerpo libre de la viga crítica en Y



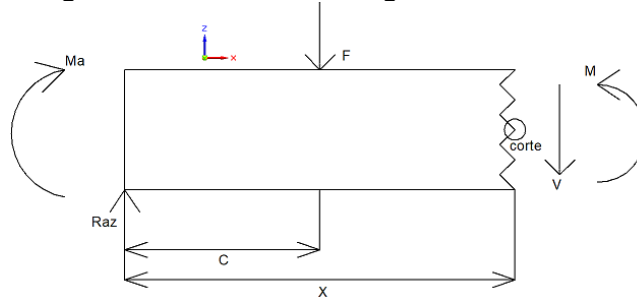
Fuente: Producción propia

Se aplica la sumatoria de momentos en el punto b y la sumatoria de fuerzas en el eje Z igual a cero. Donde el valor de las reacciones son las siguientes.

$$Raz = Rbz = 6926,09 \text{ N}$$

Al ser estáticamente indeterminada, se aplica el método de deflexión para hallar el valor del momento en a y b. En la imagen 112, se muestra el corte de la viga crítica.

Imagen 112. Corte de la viga crítica



Fuente: Elaboración propia

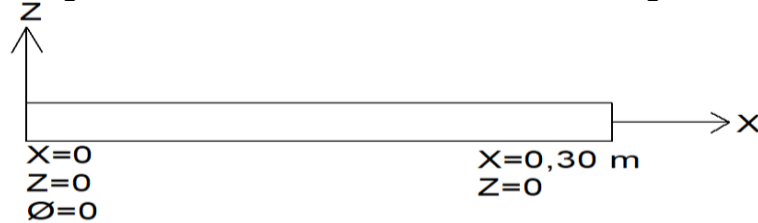
De la imagen 112, el valor de C equivale a 0,05 m, F y Raz equivalen a 6926,09 N, se asignaron estas letras para simplificar el desarrollo de la integral. Se aplica sumatoria de momentos en el corte igual al cero.

$$\sum M_{corte} = 0$$

$$M(x) = Ma + F * C$$

En la imagen 113, se muestran las condiciones de frontera con los cuales se evaluarán la integral que se va a desarrollar.

Imagen 113. Condiciones de frontera de la viga crítica



Fuente: Elaboración propia

Para hallar el momento se aplica la siguiente ecuación⁷⁷ diferencial.

$$E * I * \frac{d^2z}{dx^2} = M(x)$$

⁷⁷ BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009. Pag 533

$$E * I * \frac{d^2z}{dx^2} = Ma + F * C$$

$$E * I * \emptyset = E * I * \frac{dz}{dx} = Ma * x + F * C * x + C1$$

$$E * I * z = \frac{Ma}{2} x^2 + \frac{F * C}{2} x^2 + C1 * x + C2$$

Al haber solucionado la primera y segunda integral, se reemplazan las condiciones de frontera de $X=0$, $\emptyset=0$ y $X=0$, $Z=0$; en la primera y segunda integral respectivamente. Por ende el valor de las constante 1 y 2 son cero. Al reemplazar por la condición de frontera $X=0,30$ m , $Z = 0$; la ecuación de momento es la siguiente,

$$Ma = Mb = -F * C$$

$$Ma = Mb = -6929,09 \text{ N} * 0,05 \text{ m} = -346,30 \text{ N.m}$$

En las imágenes 114 y 115m se muestran las gráficas de fuerza cortante y momento flector de la viga crítica del mecanismo en Y.

Imagen 114. Diagrama de fuerza cortante viga crítica en Y



Fuente: Elaboración propia

Imagen 115. Diagrama de momento flector, viga crítica en Y



Fuente: Elaboración propia

Para la selección de la viga y el cálculo de esfuerzos, se usara el mismo método ya especificado para la estructura del mecanismo en el eje Z. Por ende la viga es de perfil en ángulo (L) de acero A-36 y el factor de seguridad es de 3, siendo el mismo que la viga crítica B de la estructura soporte del cigüeñal. El modulo sección requerido es el siguiente.

$$\sigma_{Perm} = \frac{248 \text{ Mpa}}{3} = 82,66 \text{ MPa}$$

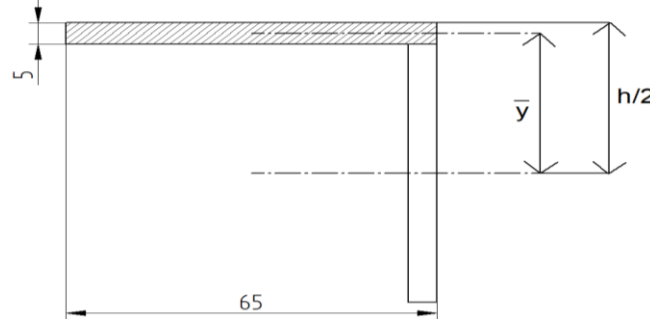
$$S_{req} = \frac{4155,47 \text{ N.m}}{124 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} * \frac{(100 \text{ cm})^3}{(1 \text{ m})^3} = 33,51 \text{ cm}^3$$

Al mirar el catalogo en el Anexo G, la viga seleccionada es de perfil en ángulo de 65 mm X 5 mm con un módulo de sección de 5,27 cm³. Se calcula el esfuerzo de flexión normal con la ecuación ya aplicada anteriormente.

$$\sigma_x = \frac{346,30 \text{ N.m}}{5,27 \text{ cm}^3} * \frac{(100 \text{ cm})^3}{(1 \text{ m})^3} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 65,71 \text{ MPa}$$

En la imagen 116, se muestra el perfil de la viga en ángulo, para el cálculo del esfuerzo cortante.

Imagen 116. Perfil en ángulo, mecanismo en Y



Fuente: Elaboración propia

Se determina el esfuerzo cortante con el mismo procedimiento y ecuaciones ya usados anteriormente.

$$Q = (65 \text{ mm}) * (5 \text{ mm}) * \left(\frac{65 \text{ mm}}{2} - \frac{5 \text{ mm}}{2} \right) * \frac{(1 \text{ m})^3}{(1000 \text{ mm})^3} = 9,75 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_{xz} = \frac{6929,06 \text{ N} * 9,75 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{2,49 \times 10^{-7} \text{ m}^4 * 5 \times 10^{-3} \text{ m}} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 54,11 \text{ MPa}$$

Se halla el esfuerzo cortante máximo y los esfuerzos principales con las ecuaciones aplicadas anteriormente.

$$T_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{65,71 \text{ MPa} - 0}{2} \right)^2 + (54,11 \text{ MPa})^2} = 63,60 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{65,71 \text{ MPa} + 0}{2} + 63,30 \text{ MPa} = 96,15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \frac{65,71 \text{ MPa} + 0}{2} - 63,30 \text{ MPa} = -30,44 \text{ MPa}$$

Se encuentran el esfuerzo Von Mises y el factor de seguridad efectivo con las ecuaciones ya aplicadas anteriormente.

$$\sigma' = \sqrt{(96,15 \text{ MPa})^2 - (96,15 \text{ MPa} * -30,44 \text{ MPa}) + (-30,44 \text{ MPa})^2} = 114,44 \text{ MPa}$$

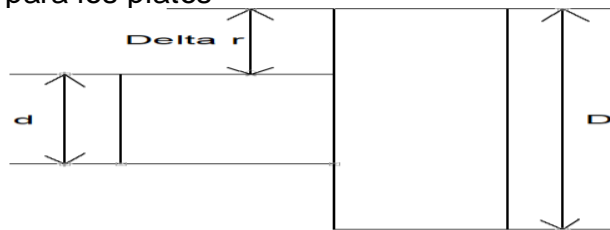
$$F.S = \frac{248 \text{ MPa}}{114,44 \text{ MPa}} = 2,16$$

4.6 DISEÑO DE LOS PLATOS DE ACOPLAMIENTO ENTRE MOTOR Y EL DINAMÓMETRO

El diseño de los platos tiene como fin conectar el cigüeñal del motor con el eje de entrada del dinamómetro para lograr la transmisión de potencia entre los dos componentes. Como ya se conocen los diámetros mínimos de los platos, siendo estos los diámetros de los cigüeñales, se estimará un diámetro externo para todos los platos y se calculará los esfuerzos que ellos sufren y el factor de seguridad a fatiga, a la fluencia y por último se diseñará a número de ciclos de vida infinita, ya que estos platos se comportan como ejes.

Para la estimación de los diámetros de los platos. El criterio de selección de los diámetros externos se basa en la imagen 117,

Imagen 117. Selección del diámetro externo para los platos



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 117, se busca un diámetro D que permita una medida Delta r, que admita la ubicación sin problemas de los tornillos de sujeción entre el plato del motor al dinamómetro. Esta medida Delta de r equivale a la diferencia de radios entre los diámetros.

En la gráfica de factor teórico de concentración de esfuerzo mostrada en el Anexo J, existe una relación entre los dos diámetros por lo tanto se asume una relación D/d, igual a 2 como caso crítico, en un archivo de Excel se multiplico cada diámetro mínimo que es el del cigüeñal por la relación seleccionada de la gráfica, se encontró

que el diámetro ideal D es de 210 mm. Este diámetro permite tener un buen rango de valores Delta de r, que permite sin problema la sujeción que van a realizar los tornillos entre los platos.

No se diseñaron los platos de los Cummins ISX y ISC ni el del Kia Pregio ya que la empresa no disponía de los cigüeñales en el momento que se hicieron las mediciones. En la tabla 26, se muestran los diferentes valores de Delta de r cuando el diámetro D es de 210 mm.

Tabla 26. Valores de Delta r

MOTOR	D (mm)	d (mm)	Delta de r (mm)
NPR 4HG1	210	105	52,5
HINO J05		101	54,5
AGRALE MWM		130	40
DINAMOMETRO		125	42,5

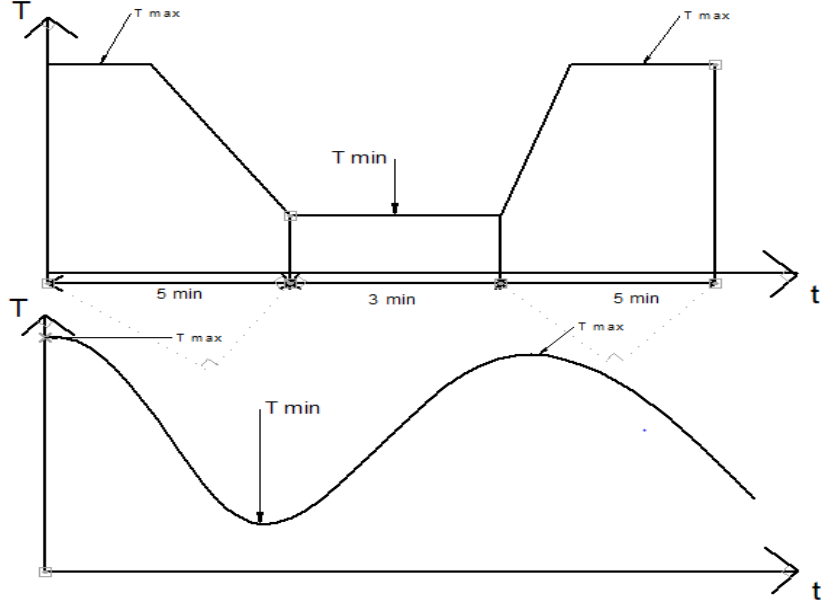
Fuente: Elaboración propia

El material de los platos es el acero AISI 1020 rolado en frio de bajo carbono, ya que proporciona “la resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga”⁷⁸.

Para el análisis de esfuerzos variables, el motor está sometido a torsión variable. En la imagen 118, se muestra la curva sinusoidal de funcionamiento del motor.

⁷⁸ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 349.

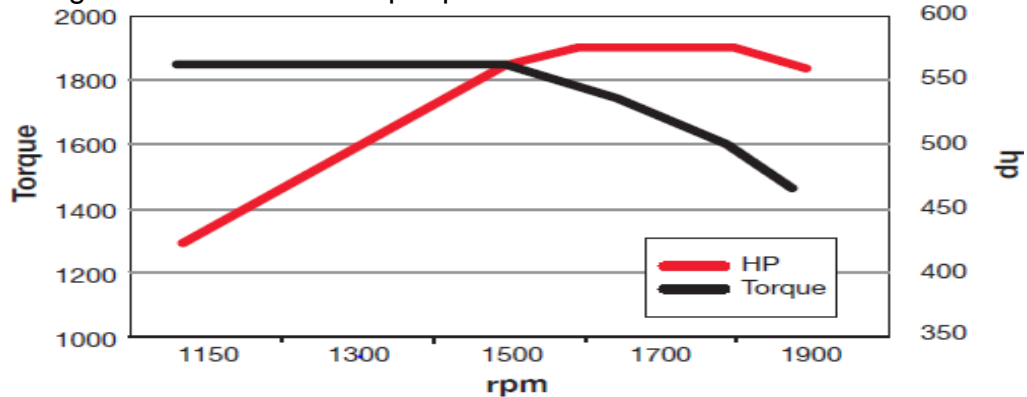
Imagen 118. Curva de carga y funcionamiento del motor



Fuente: Elaboración propia

Los torques a los que están sometidos los ejes corresponden al motor de mayor torque que es el Cummins ISX, en la imagen 119, se muestra la curva del motor mencionado.

Imagen 119. Curva de torque-potencia del motor Cummins ISX



Fuente: ISX15 Up To 600 hp (447 kW) and And 2050 lb-ft (2779 Nm) Peak Torque. Higher Output For Higher Productivity. [1]: Tomado de <https://cumminsengines.com/brochure-download.aspx?brochureid=431>

De la imagen 119, el torque máximo es de 1850 lb*ft, que en unidades internacionales es de 2508,26 N.m y el torque mínimo de 1450 lb*ft, que en

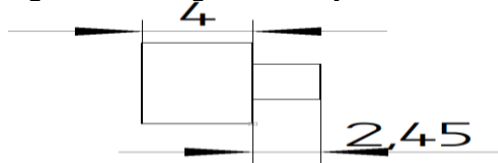
unidades internacionales es de 1965,94 N.m. Las siguientes ecuaciones⁷⁹ son para calcular el torque alternante (T_a) y el torque medio (T_m).

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = \frac{2508,26 \text{ N.m} + 1965,94 \text{ N.m}}{2} = 2237,1 \text{ N.m}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} = \frac{2508,26 \text{ N.m} - 1965,94 \text{ N.m}}{2} = 271,16 \text{ N.m}$$

Se va a diseñar el plato para el Toyota 14B, este cigüeñal, se consideró como el más crítico para el diseño de los platos, debido a la forma del mismo, como se muestra en la imagen 120.

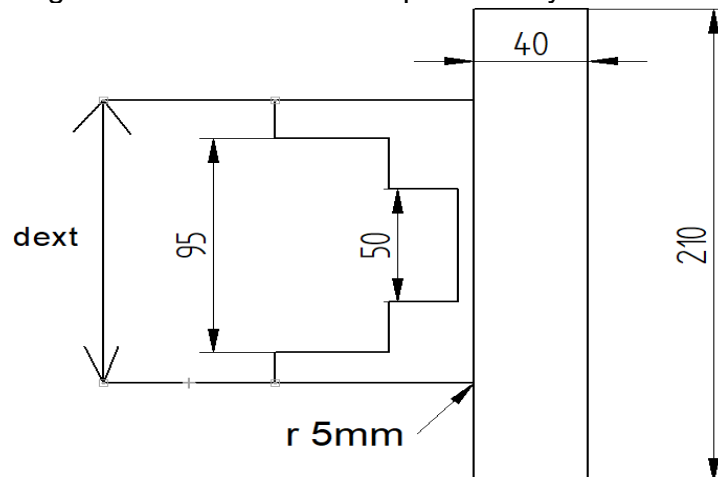
Imagen 120. Cigüeñal Toyota 14B



Fuente: Elaboración propia

El cigüeñal del Toyota presenta una extrusión de 2,45 cm, los diámetros equivalen a 95 mm y 50 mm. En la imagen 121, se muestra el bosquejo del plato a diseñar para cigüeñal del Toyota 14B.

Imagen 121. Plato a diseñar para el Toyota 14B



Fuente: Elaboración propia

⁷⁹ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 293.

Por la forma del plato del Toyota 14 B, se considera el caso crítico de diseño entre los platos para transmitir potencia. El diámetro externo (dext) mostrado en la imagen 121 se asumirá como 105 mm, para mantener la relación D/d igual a 2. Del Anexo J la relación r/dext es de 0,047. Por ende el Kts es de 1,8, este dato es seleccionado del mismo Anexo mencionado.

El material tiene una dureza Brinnel de 126 Bhn, por lo tanto el cortante es de 0,95, este dato es seleccionado del Anexo K. Para hallar el concentrador de esfuerzo a cortante se aplica la siguiente ecuación⁸⁰.

$$Kfs = 1 + qcortante * (Kts - 1)$$

$$Kfs = 1 + 0,95 * (1,8 - 1) = 1,76$$

El momento polar de inercia del plato en la parte del cigüeñal equivale a un valor de $3,93 \times 10^{-6} \text{ m}^4$. Con las siguientes ecuaciones⁸¹ se calculan los esfuerzos alternante y medios.

$$Ta = \frac{Kfs * Ta * c}{I}$$

$$Ta = \frac{1,76 * 271,16 \text{ N.m} * 0,052\text{m}}{3,93 \times 10^{-6} \text{ m}^4} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 6,36 \text{ MPa}$$

$$Tm = \frac{Kfs * Tm * c}{I}$$

$$Tm = \frac{1,76 * 2237,1 \text{ N.m} * 0,052\text{m}}{3,93 \times 10^{-6} \text{ m}^4} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 52,50 \text{ MPa}$$

Solo se calculan los esfuerzos cortantes ya que los platos solo están sometidos a torsión.

Antes de calcular el factor de seguridad a fatiga, se calculan el esfuerzo Von Mises ya que se utiliza el método de criterio de falla directa por fatiga.

Los esfuerzos Von Mises se calculan con las siguientes ecuaciones⁸².

$$Ta' = (3 * Ta^2)^{\frac{1}{2}}$$

⁸⁰ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 287.

⁸¹ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 355.

⁸² SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 356.

$$Ta' = (3 * (6,36 MPa)^2)^{\frac{1}{2}} = 11,01 MPa$$

$$Tm' = (3 * Tm^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$Tm' = (3 * (52,50 MPa)^2)^{\frac{1}{2}} = 90,93 MPa$$

Se determina el límite de resistencia a la fatiga modificada con la siguiente ecuación⁸³. Los factores de corrección que se van a utilizar están mostrados en el Anexo L.

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Kf * S'e$$

$$Se = 224,07 MPa * 0,89 * 0,59 * 0,702 * 1,76 * 0,72 = 104,66 MPa$$

Se aplica el criterio de falla por fatiga de Goodman modificado, ya que este criterio "muestra la falla entre el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante, basándose en el esfuerzo último del material"⁸⁴. El factor de seguridad por criterio de falla de Goodman se calcula con la siguiente ecuación⁸⁵.

$$\frac{1}{n} = \frac{Ta'}{Se} + \frac{Tm'}{Sut}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{11,01 MPa}{104,66} + \frac{90,93 MPa}{300,26 MPa} = 0,4080$$

$$n = \frac{1}{0,4060} = 2,45$$

Se va a determinar el número de ciclos que resiste el plato asumiendo el factor de seguridad a fatiga. Se calculan los factores a y b para el cálculo del Sf, que es la resistencia a la fatiga según los ciclos de falla.

Los factores a y b, se calculan con las siguientes ecuaciones⁸⁶, teniendo en cuenta que "el esfuerzo último del material es menor a 70 Kpsi el valor f es de 0,9"⁸⁷.

⁸³ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 279.

⁸⁴ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 298.

⁸⁵ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 298.

⁸⁶ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 338.

⁸⁷ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 338.

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} \qquad a = \frac{(0,9 * 448,15)^2}{104,66} = 1554,35$$

$$b = -\frac{1}{3} * \text{Log} \left(\frac{f * S_{ut}}{S_e} \right) \qquad b = -\frac{1}{3} * \text{Log} \left(\frac{0,9 * 448,15}{104,66} \right) = -0,195$$

Al aplicar el criterio de Goodman, la resistencia a la fatiga S_f se puede calcular con el esfuerzo alternante y medio Von Mises, con la siguiente ecuación⁸⁸.

$$S_f = \frac{T a'}{1 - \left(\frac{T m'}{S_{ut}} \right)} \qquad S_f = \frac{11,01}{1 - \left(\frac{90,93}{300,260} \right)} = 15,79 \text{ MPa}$$

El número de ciclos de falla se calcula con la siguiente ecuación⁸⁹, asumiendo el factor de seguridad a la fatiga de 2,45.

$$S_f = a N^b$$

$$N = \left(\frac{15,79}{2,45} \right)^{\frac{1}{-0,195}} = 1,64 \times 10^{12}$$

Al analizar el ciclo de falla con exponencial a la 12, esto quiere decir que el plato está diseñado a vida infinita ya que “la distinción entre región de vida finita y región de vida infinita, la frontera se define con claridad para un material específico, en el caso de los aceros esta entre 10^6 y 10^7 ciclos”⁹⁰. Por ende el plato está diseñado a vida infinita.

4.7 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO Y ESTRUCTURA DEL DINAMÓMETRO

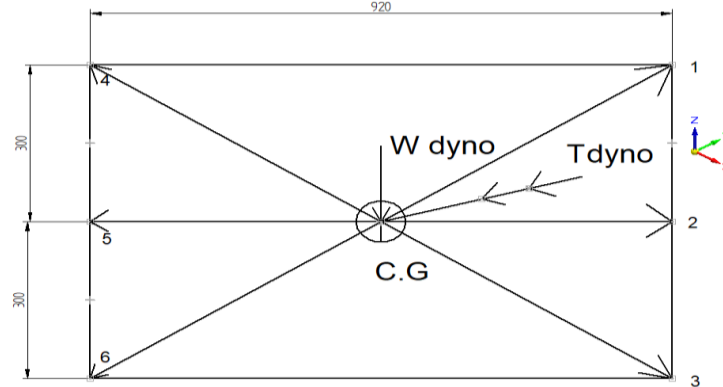
Se va a realizar el análisis de cargas que va a soportar el conjunto de la estructura, cilindro hidráulico y plataforma. En la imagen 122, se muestra el diagrama de fuerzas, con respecto a los puntos de apoyo del dinamómetro.

⁸⁸ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 339.

⁸⁹ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 338.

⁹⁰ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 267.

Imagen 122. Diagrama de fuerzas del dinamómetro



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 122, como el dinamómetro tiene 6 puntos de apoyo, es estáticamente indeterminada, por ende se asume que la estructura está apoyada en un solo punto, siendo el apoyo número 1, el punto en el cual está apoyado. Se aplica la sumatoria de momentos en el centro geométrico igual a cero.

$$\sum \overrightarrow{M}_{C.G} = \vec{0}$$

$$\vec{0} = [(P1x\hat{i} + P1y\hat{j} + P1z\hat{k}) \times (R1z\hat{k})] + T\hat{j}$$

Se aplica el producto cruz aplicando la regla de la mano derecha.

$$\hat{i}: (P1y * R1z) = 0$$

$$\hat{j}: (-P1x * R1z) + Ty = 0$$

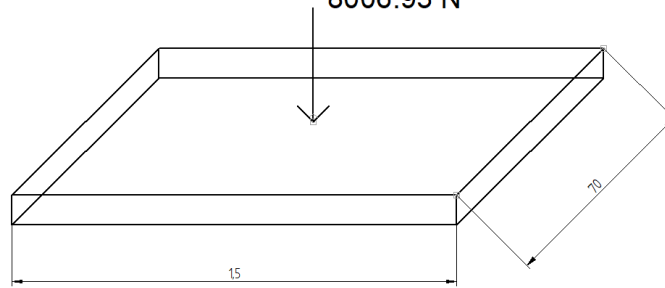
Por ende, la ecuación que sirve para hallar la reacción que genera el torque del dinamómetro, según la posición del punto de apoyo es la ecuación en la dirección en j.

$$T = (P1x * R1z)$$

$$R1z = \frac{2848,36 \text{ N.m}}{0,460 \text{ m}} = 6192,08 \text{ N}$$

Como cada apoyo tiene la misma distancia en el eje X, por ende se usa para el diseño de la plataforma. La carga total que soporta la plataforma equivale a la suma de la reacción R1z y el peso del dinamómetro que es de 1814,85 N, para un total de 8006,93 N, siendo está la carga que soporta la plataforma. En la imagen 124, se muestran las medidas de la placa, soportando la carga de 8006,93 N.

Imagen 123. Placa del dinamómetro
8006.93 N



Fuente: Elaboración propia

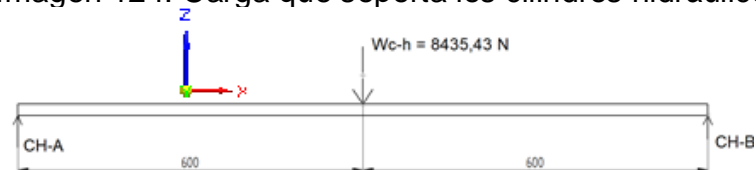
El ancho de la placa es de 1,5 m y el largo de 70 cm, el material de la placa es de acero estructural. Se determina el espesor de la siguiente manera.

$$t = \frac{8006,93 \text{ N}}{248 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 1.5\text{m}} * \frac{1000\text{mm}}{1\text{m}} = 0,02152\text{mm}$$

Según el catálogo mostrado en el Anexo M, el espesor normalizado para la placa es de 6mm.

Para calcular la carga que va a soportar cada cilindro hidráulico, se suma el peso total de placa de 428,5 N y la carga de 8006,93 N para una carga total de 8435,43 N. En la imagen 124, se muestran el bosquejo de las reacciones que soportan los cilindros hidráulicos.

Imagen 124. Carga que soporta los cilindros hidráulicos



Fuente: Elaboración propia

Se aplica sumatoria de momentos en el cilindro hidráulico A (CH-A) igual a cero y la sumatoria de fuerzas en el eje Z igual a cero, donde el valor de las reacciones son las siguientes.

$$CH - B = CH - A = 4217,71 \text{ N}$$

4.7.1 Selección del cilindro hidráulico. El cilindro hidráulico se selecciona de la empresa SMC, el actuador seleccionado es el cilindro hidráulico compacto de la serie CHK, ya que la altura a variar es muy pequeña. Este cilindro hidráulico es de vástago simple de doble efecto.

Según los datos del fabricante “la mínima velocidad del embolo es de 8 mm /s”⁹¹, la presión de trabajo se calcula con la carga que soportan los cilindros y el área de la plataforma.

$$\text{Presión de trabajo} = \frac{8345,58 \text{ N}}{1,5 * 0,7\text{m}} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 0,0079 \text{ MPa}$$

Este valor se aproxima al valor más cercano en la que el cilindro opere, que es de 3.5 MPa, según el catálogo del fabricante.

Según el fabricante, “para una velocidad de 8 mm/s, el factor de carga es de 70%”⁹². Se aplica el procedimiento explicado por el fabricante para la selección del cilindro. Se calcula la fuerza de salida requerida del cilindro.

$$\text{Fuerza de salida requerida} = \frac{4217,71 \text{ N}}{0,7} = 6025,31 \text{ N}$$

El valor de 6025, 31 N que es la fuerza teórica de salida, esta fuerza se normaliza para la selección diámetro del cilindro. Según el catalogo mostrado en el Anexo N, el diámetro de cilindro y vástago es de 50 mm y 28 mm respectivamente, con una fuerza de salida normalizada de 6871 N.

Para verificar que el cilindro seleccionado satisface la actividad requerida según esta condición que “la fuerza generada tiene que ser mayor a la fuerza teórica”⁹³. Seleccionando la presión de carga de 0,9, la fuerza generada es la siguiente.

$$F_p = 0,9 * 6871 \text{ N} = 6183,9 \text{ N}$$

Al cumplirse la condición de que la fuerza generada es mayor que la fuerza teórica (6183,9 N > 6025,31 N), por ende el cilindro hidráulico cumple su función satisfactoriamente.

4.7.2 Cálculo de la central hidráulica. Lo primero que se hace es el cálculo del caudal del cilindro hidráulico para realizar la selección de la bomba hidráulica. Para calcular el caudal es el producto entre la velocidad del cilindro y el área efectiva del mismo,

⁹¹ Jaume Rifà Molist. Cilindros hidráulicos. [1]:1991. Tomado de https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf Pag 157

⁹²Jaume Rifà Molist. Cilindros hidráulicos. [1]:1991. Tomado de https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf Pag 157

⁹³ Jaume Rifà Molist. Cilindros hidráulicos. [1]:1991. Tomado de https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf Pag 157

ambos datos son suministrados por el fabricante, por ende el caudal es de 31408 mm³/s.

Para la selección de la bomba hidráulica se usó el fabricante Rexroth Bosch Group, que es una bomba de desplazamiento positivo con engranajes internos. El caudal que tiene que mover la bomba es de 62816 mm³/s para los dos cilindros hidráulicos, que equivale a 3,76 l/min. El catálogo de la bomba mostrado en el Anexo O, la bomba seleccionada es la PGP Series 2X, que mueve un caudal de 9,4 l/min.

Para la selección del motor eléctrico, se basa en el consumo de la bomba hidráulica seleccionada de 0,75 Kw que equivale 1,005 HP. Se seleccionó el motor eléctrico de 1,5 HP de la serie JM 10, para bombas hidráulicas de la empresa Siemens, el catálogo del motor esta mostrado en el Anexo P.

Para el cálculo del depósito, para situaciones industriales, es 3 veces el caudal de la bomba que equivale a 156833,33 mm³/s, el volumen de aceite equivale a 470499,99 mm³. El volumen del depósito y la longitud del depósito son los siguientes.

$$V_{deposito} = 470499.99 \text{ mm}^3 + (0.25 * 470499.99 \text{ mm}^3) = 588124.98 \text{ mm}^3$$

$$\sqrt[3]{588124.98 \text{ mm}^3} = 83.78 \text{ mm}$$

La longitud del depósito se aproxima a 84 mm, esta equivale para el ancho, largo y alto del depósito.

Para la selección del fluido hidráulico, se considera el grado de viscosidad y el tipo de aceite hidráulico, ya que debido a las condiciones que está sometido el circuito hidráulico, se seleccionó un fluido hidráulico mineral general del fabricante Shell de la serie Tellus S2 V46 ya que este fluido es bueno para “reducir el desgaste y aumentar la resistencia en el área de fricción”⁹⁴.

En la tabla 27, se muestran los diámetros de ductos calculados.

Tabla 27. Diámetros de Ductos

Línea	Caudal	Velocidad	Diámetro requerido	Diámetro normalizado
Presión	1,57X10E-4 m ³ /s	3 m/s	8,16 mm	9,5 mm
Succión		1 m/s	14,1 mm	15,9 mm
Retorno		2 m/s	9,99 mm	12,7 mm

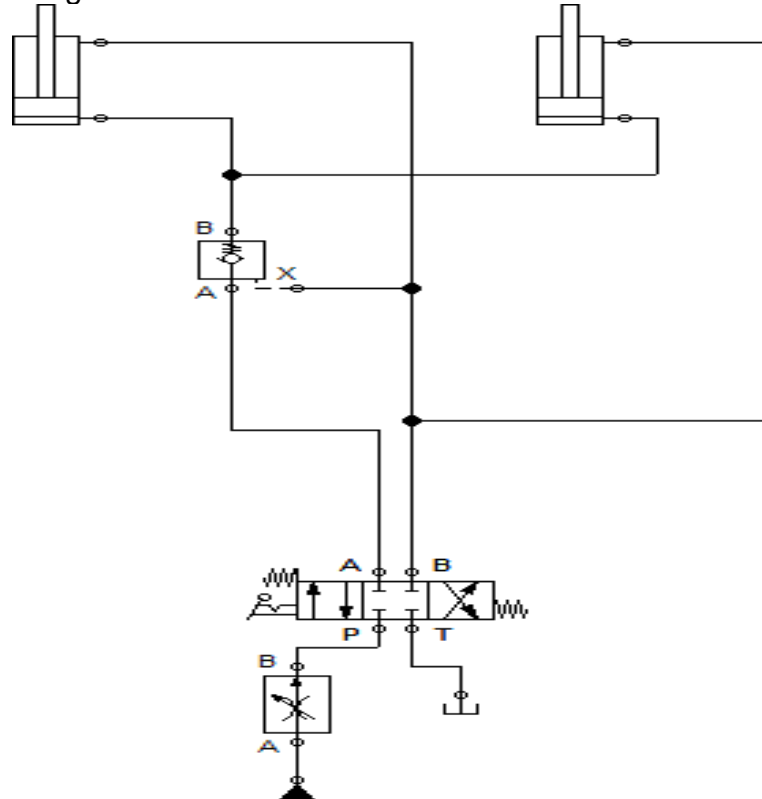
Fuente: Elaboración propia

Los diámetros se normalizan según el catalogo mostrado en el Anexo Q, de la empresa Continental.

⁹⁴ Versatilidad de aplicaciones. Shell Tellus S2 V 46 · Protección Adicional. [1] tomado de : http://www.gasoleosalamanca.com/activos/texto/Shell_Tellus_S2_V_46.pdf

4.7.3 Circuito hidráulico. El circuito hidráulico mostrado en la imagen 125, está compuesto de dos cilindros hidráulicos de doble efecto con vástago simple, dispone de una válvula reguladora de presión y una válvula reguladora de flujo de 3 T y de una válvula de 3 vías con doble retorno de muelle.

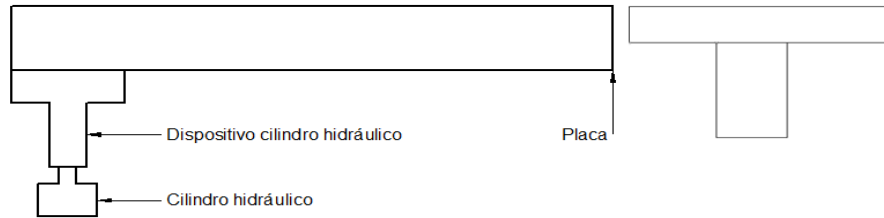
Imagen 125. Circuito hidráulico



Fuente: Elaboración propia

4.7.4 Diseño del soporte del cilindro. Este dispositivo permite el acoplamiento entre el cilindro hidráulico y la placa de la plataforma, está compuesto por una placa de acero de 10 cm X 10 cm con un espesor de 6 mm, esta placa esta soldada a un cilindro con rosca interna, ya que este dispositivo enrosca al vástago del cilindro. El dispositivo se muestra en la imagen 126.

Imagen 126. Dispositivo cilindro hidráulico



Fuente: Elaboración propia

Se va a calcular el diámetro externo del cilindro, asumiendo una medida de 24 mm el diámetro interno, se asume factor de seguridad de 2 ya que esta “bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño”⁹⁵.

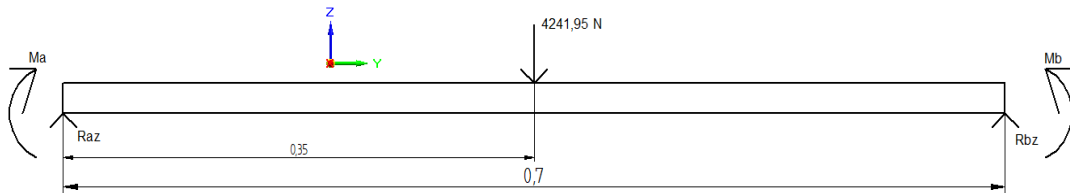
Al aplicar el procedimiento ya establecido anteriormente, el diámetro externo del cilindro es el siguiente.

$$A = \frac{4172.79 \text{ N}}{124 \times 10^6 \text{ N/m}^2} * \frac{(1000 \text{ mm})^2}{(1 \text{ m})^2} = 33.65 \text{ mm}^2$$

$$\varnothing_{ext} = \sqrt{\frac{4 * 33.65 \text{ mm}^2}{\pi} + (24 \text{ mm})^2} = 24,87 \text{ mm}$$

4.7.5 Diseño de la estructura del dinamómetro. Para diseñar esta estructura se sigue con el mismo procedimiento ya aplicado de la estructura del mecanismo en Z. En la imagen 127, se muestra la viga crítica de la estructura del dinamómetro.

Imagen 127. Viga crítica del dinamómetro



Fuente: Elaboración propia

Como se aplica el método en la estructura del mecanismo en Z, las reacciones y el momento tienen los siguientes valores.

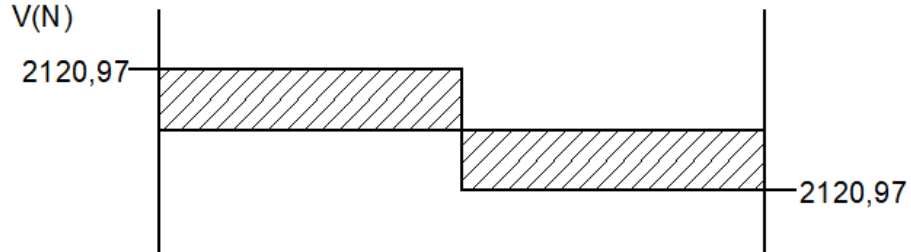
$$Ma = Mb = \frac{4241,95 \text{ N} * 0,7 \text{ m}}{8} = 371,17 \text{ N.m}$$

$$Raz = Rbz = 2120,97 \text{ N}$$

⁹⁵ MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006. Pag 185.

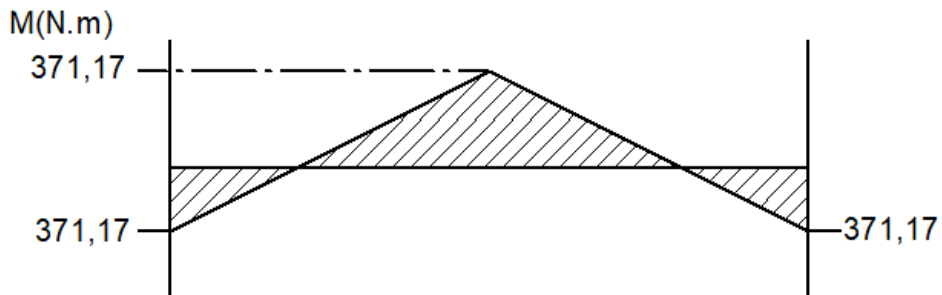
En las imágenes 128 y 129 se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector respectivamente.

Imagen 128. Diagrama de fuerza cortante, estructura dinamómetro



Fuente: Elaboración propia

Imagen 129. Diagrama de momento flector, estructura dinamómetro



Fuente: Elaboración propia

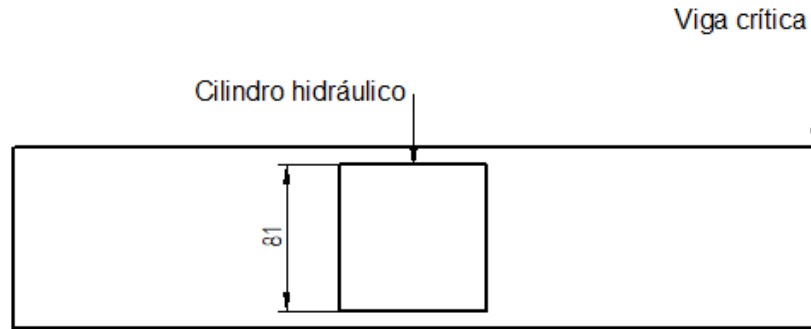
El material es acero A-36, la viga es de perfil en ángulo (L) y el factor de seguridad es el mismo ya usado en la viga crítica B de la estructura soporte del cigüeñal siendo este factor 3. El módulo de sección requerido (S_{req}) es el siguiente, aplicando el mismo método de la estructura del mecanismo en Z.

$$\sigma_{perm} = \frac{248 \text{ Mpa}}{3} = 82,66 \text{ MPa}$$

$$S_{req} = \frac{371,17 \text{ N.m}}{82,66 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} * \frac{(100\text{cm})^3}{(1\text{m})^3} = 4,49 \text{ cm}^3$$

Al observar el catalogo en el Anexo G, la viga seleccionada es de perfil en ángulo de 90 mm X 7 mm con un módulo de sección de 14,1 cm³. Se seleccionó esta viga ya que el ancho de la viga en ángulo debe cubrir el ancho del cilindro hidráulico de 81 mm que va sobre la estructura. En la imagen 130, se muestra el bosquejo de selección de la viga crítica, basado en el ancho del cilindro hidráulico.

Imagen 130. Bosquejo selección de la viga crítica



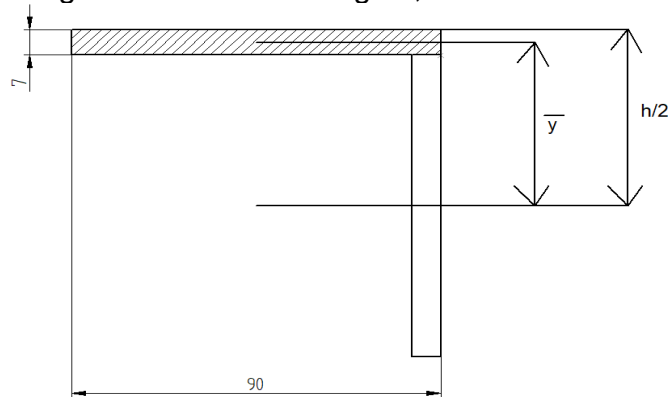
Fuente: Elaboración propia

Se calcula el esfuerzo de flexión normal con la ecuación ya aplicada anteriormente.

$$\sigma_x = \frac{371,17 N \cdot m}{14,1 cm^3} * \frac{(100 cm)^3}{(1 m)^3} * \frac{1 MPa}{1 \times 10^6 Pa} = 26,32 MPa$$

En la imagen 131, se muestra el perfil de la viga en ángulo, para el cálculo del esfuerzo cortante.

Imagen 131. Perfil en ángulo, dinamómetro



Fuente: Elaboración propia

Se determina el esfuerzo cortante con el mismo procedimiento y ecuaciones ya usados anteriormente.

$$Q = (90 mm) * (7 mm) * \left(\frac{90 mm}{2} - \frac{7 mm}{2} \right) * \frac{(1 m)^3}{(1000 mm)^3} = 2,61 \times 10^{-5} m^3$$

$$T_{xz} = \frac{2120,97 N * 2,61 \times 10^{-5} m^3}{9,25 \times 10^{-7} m^4 * 7 \times 10^{-3} m} * \frac{1 MPa}{1 \times 10^6 Pa} = 8,56 MPa$$

Se halla el esfuerzo cortante máximo y los esfuerzos principales con las ecuaciones aplicadas anteriormente.

$$T_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{26,32 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (8,56 \text{ MPa})^2} = 15,69 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{26,32 \text{ MPa} + 0}{2} + 15,69 \text{ MPa} = 28,85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \frac{26,32 \text{ MPa} + 0}{2} - 15,69 \text{ MPa} = -2,53 \text{ MPa}$$

Se encuentran el esfuerzo Von Mises y el factor de seguridad efectivo con las ecuaciones ya aplicadas anteriormente.

$$\sigma' = \sqrt{(28,85 \text{ MPa})^2 - (28,85 \text{ MPa} * -2,53 \text{ MPa}) + (-2,53 \text{ MPa})^2} = 30,19 \text{ MPa}$$

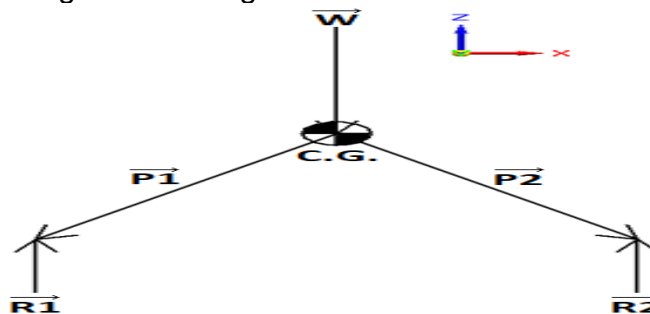
$$F.S = \frac{248 \text{ MPa}}{30,19 \text{ MPa}} = 8,21$$

4.8 ESTRUCTURA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Para llevar a cabo el diseño detallado de la estructura del radiador, primero se realizará el análisis de cargas estáticas que se presentan, con el fin de calcular las reacciones que soportara la estructura.

4.8.1 Análisis de cargas estáticas de la estructura del radiador; en la imagen 132 se muestra el diagrama de fuerzas, donde W es el peso del motor, P la posición, R la reacción y C.G. el centro geométrico del radiador.

Imagen 132. Diagrama de fuerzas del radiador



Fuente: Elaboración propia

Al realizar la sumatoria de momentos y la sumatoria de fuerzas igual a cero, y teniendo la consideración de que los soportes aplican solo en el eje Z, se muestra la siguiente.

$$\vec{0} = [(P1x \hat{i} + P1y \hat{j} + P1z \hat{k}) \times (R1z \hat{k})] + [(P2x \hat{i} + P2y \hat{j} + P2z \hat{k}) \times (R2z \hat{k})]$$

Al aplicar la solución del producto cruz, aplicando la regla de la mano derecha en los vectores se muestra el sistema de ecuaciones correspondiente a la estructura del radiador.

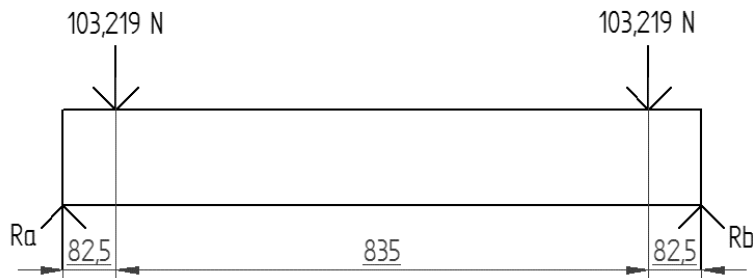
- 1) $w = R1z + R2z$
- 2) $0 = (P1y * R1z) + (P2y * R2z)$
- 3) $0 = (-P1x * R1z) + (-P2x * R2z)$

Al reemplazar por los valores conocidos y solucionar el sistema de ecuaciones, el valor de las reacciones son las siguientes.

$$R2z = R1z = 103,21 \text{ N}$$

La estructura será soportada por perfiles en I, en acero A-36, en la imagen 133, se muestra la viga crítica de la estructura soporte del radiador.

Imagen 133. Viga crítica de la estructura soporte del radiador



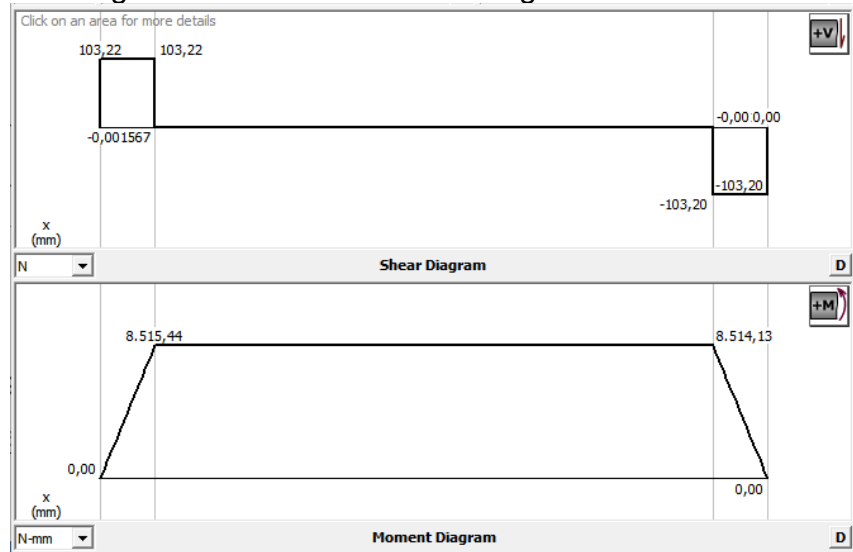
Fuente: Elaboración propia

Se aplican la sumatoria de fuerzas momentos en el punto a y la sumatoria de fuerzas en el eje Z igual a cero, el valor de las reacciones son las siguientes.

$$Ra = Rb = 103,21 \text{ N}$$

Para calcular el diagrama de fuerza cortante y momento flector, se utilizó el programa MD Solids, los diagramas están mostrados en la imagen 134.

Imagen 134. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga crítica del sistema de refrigeración.



Fuente: Elaboración propia

Se asume el mismo factor de seguridad de la viga crítica B de la estructura soporte del cigüeñal, donde este factor es de 3. Se aplica el método ya mostrado anteriormente para el cálculo del módulo de sección (S_{req}).

$$\sigma_{Perm} = \frac{\sigma_{falla}}{\text{Factor de seguridad}} = \frac{350 \text{ Mpa}}{3} = 116,66 \text{ MPa}$$

$$S_{Req} = \frac{8,51 \text{ Nm}}{1,16 \times 10^8 \text{ N/m}^2} = 7,34 \times 10^{-8} \text{ m}^3 = 73,4 \text{ mm}^3$$

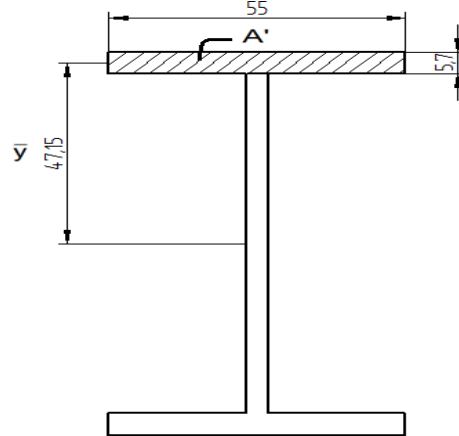
Según el catálogo mostrado en el Anexo R, la viga seleccionada es de 100 mm X 55 mm X 4,1 mm.

Se aplica la formula ya aplicada, para calcular el esfuerzo de flexión.

$$\sigma_x = \frac{8,51 \text{ N} \cdot \text{m}}{5,79 \text{ cm}^3} * \frac{(100 \text{ cm})^3}{(1 \text{ m})^3} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 1,47 \text{ MPa}$$

En la imagen 135, se muestra el perfil de la viga en I, para aplicar método ya mostrado anteriormente para el cálculo del esfuerzo cortante.

Imagen 135. Perfil de la viga en i



Fuente: Elaboración propia

$$Q = (5,7 \text{ mm}) * (55 \text{ mm}) * (47,15 \text{ mm}) * \frac{(1\text{m})^3}{(1000\text{mm})^3} = 1,478 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_{xz} = \frac{103,22 \text{ N} * 1,478 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{2,07 \times 10^{-8} \text{ m}^4 * 5,7 \times 10^{-3} \text{ m}} * \frac{1 \text{ MPa}}{1 \times 10^6 \text{ Pa}} = 12,9 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo cortante máximo y los esfuerzos principales con las ecuaciones ya aplicadas anteriormente.

$$T_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{1,471 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + 12,9 \text{ MPa}^2} = 12,92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{1,47 \text{ MPa} + 0}{2} + 12,92 = 13,65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \frac{1,47 \text{ MPa} + 0}{2} - 12,92 = -12,18 \text{ MPa}$$

Se determina el esfuerzo Von Mises y el factor de seguridad efectivo con las ecuaciones ya aplicadas anteriormente.

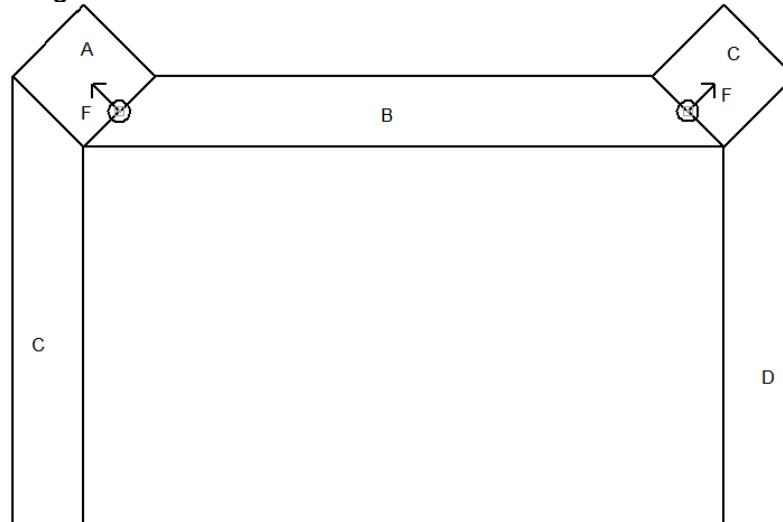
$$\sigma' = \sqrt{(1,47 \text{ MPa})^2 - (1,47 \text{ MPa} * -12,18 \text{ MPa}) + (-12,18 \text{ MPa})^2} = 12,98 \text{ MPa}$$

$$F.S = \frac{350 \text{ MPa}}{12,98 \text{ MPa}} = 27$$

4.9 Calculo de soldaduras de la estructura motor-radiador. Para realizar el cálculo de las soldaduras, lo que se hizo fue seleccionar el punto crítico de la soldadura,

como se muestra en la imagen 136, donde el punto crítico de la soldadura es la unión de las vigas A,B y B,C. Como ambos puntos soportan la misma carga de 4062,73 N y ambas soldaduras son simétricas se calcula solo una unión entre ellas, siendo la unión entre la viga A y B.

Imagen 136. Soldadura estructura crítica



Fuente: Elaboración propia

Según la figura mostrada en el Anexo S, el caso de soldadura requerido es el 7. Como la viga está sometida a flexión las cargas aplicadas son 4062,73 N y el momento flexionante de 1723,67 N.m. El valor de A_w y S_w para el caso número 7 se calculan con las siguientes ecuaciones⁹⁶.

$$A_w = 2b + 2d$$

$$A_w = ((2 * 70) + (2 * 70)) * \frac{1m}{1000mm} = 0,28 m$$

$$S_w = b * d + \frac{d^2}{3}$$

$$S_w = \left((70mm * 70mm) + \left(\frac{70mm^2}{3} \right) \right) * \frac{(1m)^2}{(1000mm)^2} = 6,53 \times 10^{-3} m^2$$

⁹⁶ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 811.

Las fuerzas aplicadas según carga unitaria y flexionante para el caso número 7 se calculan con las siguientes ecuaciones⁹⁷.

$$f_s = \frac{P}{A_w} = \frac{4062,73 \text{ N}}{0,28 \text{ m}} = 14509.75 \text{ N/m}$$

$$f_b = \frac{M}{S_w} = \frac{1723,67 \text{ N.m}}{6,53 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 263961,71 \text{ N/m}$$

Se halla la fuerza resultante FR, con la siguiente ecuación⁹⁸.

$$|FR| = \sqrt{f_x^2 + f_b^2} = \sqrt{\left(14509,75 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right)^2 + \left(263961,71 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right)^2} = 264360,20 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Para la selección del electrodo, se usara un E70, ya que “se recomienda la resistencia del electrodo seleccionado sea aproximadamente parecido a la del metal base que se va a soldar”⁹⁹. Al ser un acero estructural con esfuerzo de fluencia de 50000 Psi, el electrodo más cercano es el E60, pero “los electrodos E60 se consideran actualmente obsoletos”¹⁰⁰. Por ende se usa un electrodo E70 con resistencia a la tensión de 70000 Psi. Se va a calcular el esfuerzo permisible de la soldadura con la siguiente ecuación¹⁰¹.

$$T_{perm} = 0,3 * EXX = 0,3 * 70000 \text{ Psi} = 21000 \text{ Psi}$$

Se determina la dimensión de la garganta de la soldadura con la siguiente ecuación¹⁰².

$$t = \frac{|FR|}{T_{perm}} = \frac{1509,53 \text{ lb/in}}{21000 \text{ lb/in}^2} = 0,071 \text{ in}$$

⁹⁷NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 810.

⁹⁸NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.Pag 812.

⁹⁹NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 799.

¹⁰⁰ NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.Pag 800.

¹⁰¹NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.. Pag 799.

¹⁰² NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.Pag 812.

Se calcula la dimensión de la soldadura de filete con la siguiente ecuación¹⁰³.

$$W = 1,414 * t = 1,414 * 0,071 \text{ in} = 0,1015 \text{ in}$$

Para saber el tamaño mínimo de la soldadura, se aproxima al valor más cercano según la tabla de tamaños mínimos de soldadura, mostrada en la imagen 137.

Imagen 137.Tamaño de la soldadura

Tabla 12-2
Tamaños mínimos de soldadura en filetes*

Espesor del metal base (T) de la soldadura	
tamaño en pulgadas	
$T \leq 1/4$	1/8
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16
tamaños en mm	
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

* Fuente: tabla 5.8 AWS D1.1

Fuente: NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 800

El valor más cercano de una soldadura de filete es de 1/8 in, siendo este el tamaño mínimo de la soldadura. Esta soldadura tiene un factor de seguridad de 2,5, ya que “el factor nominal de seguridad de la ecuación del esfuerzo permisible se toma como 2,5, la cual está dentro del intervalo de valores de factor de seguridad¹⁰⁴.”

En la tabla 28, se muestran los tamaños de las soldaduras, en las diferentes partes críticas de las tres estructuras del proyecto, para todos los puntos se aplicó el método recientemente explicado.

¹⁰³ NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.Pag 812.

¹⁰⁴ NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.Pag 799.

Tabla 28. Tabla de soldaduras.

Parte de la Unión	t	T
Estructura cigüeñal	0,0718 in	1/8 in
Soldadura entre mecanismos X y Z	6,578E10-3 in	1/8 in
mesas mecanismos e Z	0,0398 in	1/8 in
Soldadura entre m.estructural y Z	0,02719 in	1/8 in
Marco estructural	0,0464 in	1/8 in
Soldadura entre mestructural y Y	9,93E10-3 in	1/8 in
Estructura mecanismo en Y	0,09545 in	3/16 in
Dispositivo cilindro	0,012641 in	1/8 in
Estructura cilindro hidráulico	0,0249 in	1/8in
Estructura radiador	0,001494 in	1/8 in

Fuente: Elaboración propia

4.10 Diseño de tornillos de sujeción. Para el diseño de tornillos de sujeción de los mecanismos del motor en el eje X, Y, Z y de la estructura del dinamómetro, el procedimiento de diseño es como describe el libro “diseño de máquinas de Robert L. Norton en el capítulo 11”¹⁰⁵. Para las partes descritas del banco de prueba, el tornillo a probar es de un diámetro de D de 29 mm, con un diámetro de rosca de 16 mm (M16), con una longitud de vástago de 28 mm y una clase métrica de 4,8. En la tabla 29, se muestran el factor de seguridad a la fluencia, contra la separación y la caga para separar la unión. El tornillo está sometido a una carga de 16187,14 N.

Tabla 29. Datos tornillo de M16

Factor de seguridad contra la fluencia	Ny	1,49
Carga requerida para separar la unión	Po	55579,04
Factor de seguridad contra la separación	N separación	15,27

Fuente: Elaboración propia

De la tabla 29 se muestra que el tornillo M16 es viable para la sujeción requerida.

Para los tornillos de unión entre los platos que van a permitir la sujeción entre el cigüeñal del motor y el eje de entrada del dinamómetro, para la parte descrita del banco de prueba, el tornillo a probar es de un diámetro D de 36 mm, con diámetro de rosca de 24 mm, con una longitud de vástago de 10 mm y una clase métrica de 4,8. En la tabla 29, se muestran el factor de seguridad a la fluencia, contra la separación y la carga para separar la unión. El tornillo está sometido a una carga de 32269,68 N.

¹⁰⁵ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 721.

Tabla 30. Datos tornillo de M24

Factor de seguridad contra la fluencia	Ny	1,42
Carga requerida para separar la unión	Po	61457,28
Factor de seguridad contra la separación	N separación	8,47

Fuente: Elaboración propia

De la tabla 30 se muestra que el tornillo M24 es viable para la sujeción requerida.

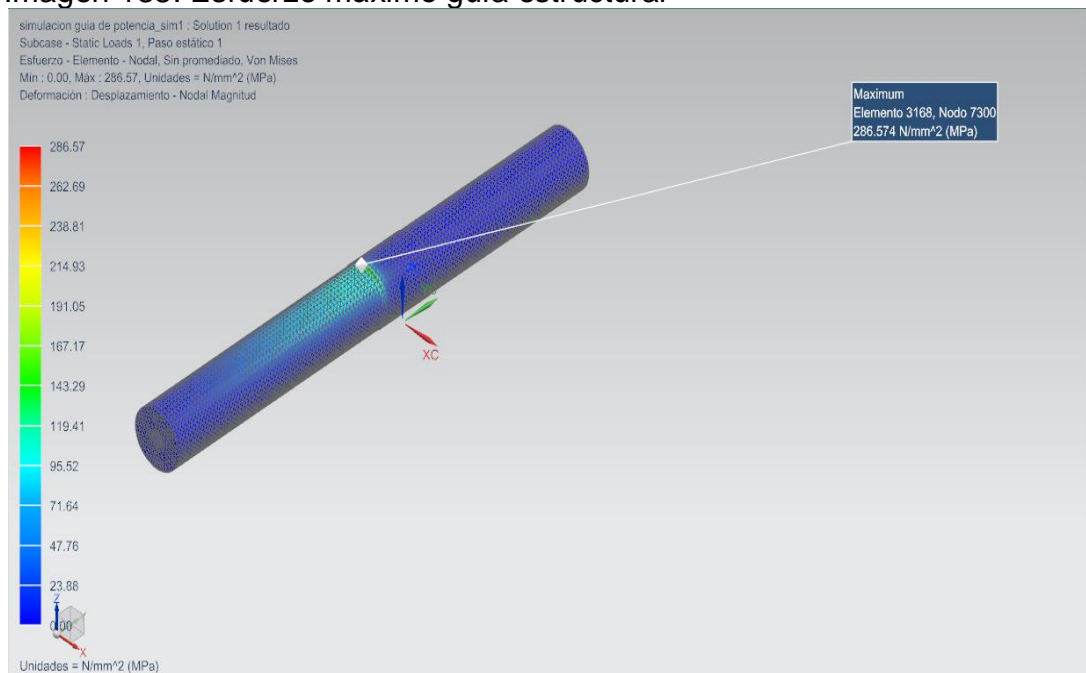
5. ANÁLISIS DE LAS PIEZAS CRÍTICAS POR ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo, se muestran los resultados de las simulaciones realizadas en el programa NX10, donde se analizará el esfuerzo máximo de la pieza y la máxima deformación para mirar la viabilidad de la pieza.

5.1 SIMULACIÓN DE LA GUÍA ESTRUCTURAL

El elemento que se simulará es el correspondiente a la guía estructural del mecanismo en el eje X. Este elemento es crítico ya que es uno de los elementos que se conecta directamente al motor mediante una placa intercambiable, soportando una carga de 15354,47 N . En la imagen 138, se muestra el esfuerzo máximo de la guía estructural.

Imagen 138. Esfuerzo máximo guía estructural

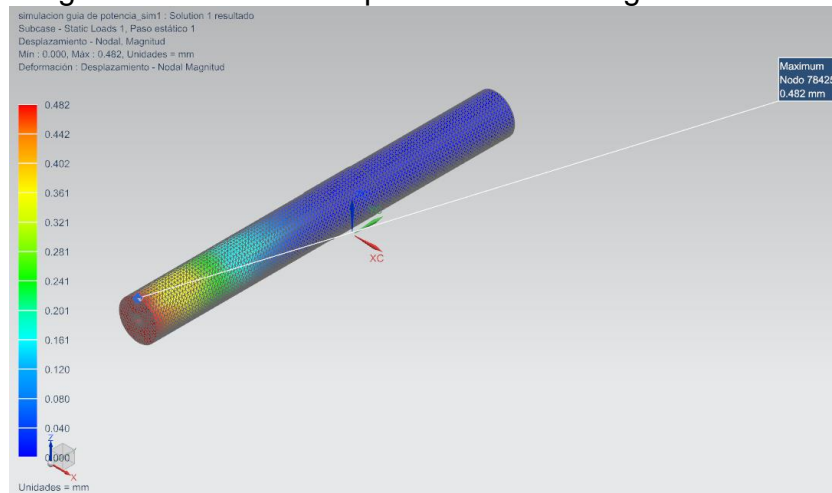


Fuente: Elaboración propia

El máximo punto de esfuerzo se ubica en el lugar donde se transmite la reacción de la guía estructural al buje. Al analizar el esfuerzo máximo de 286,57 MPa, el material de la guía al tener un esfuerzo de fluencia de 588,39 MPa, por ende el factor de seguridad es de 2,05. Este factor indica que la guía funcionara óptimamente bajo las cargas críticas.

En la imagen 139, se muestra el máximo desplazamiento de la guía estructural.

Imagen 139. Máximo desplazamiento de la guía estructural



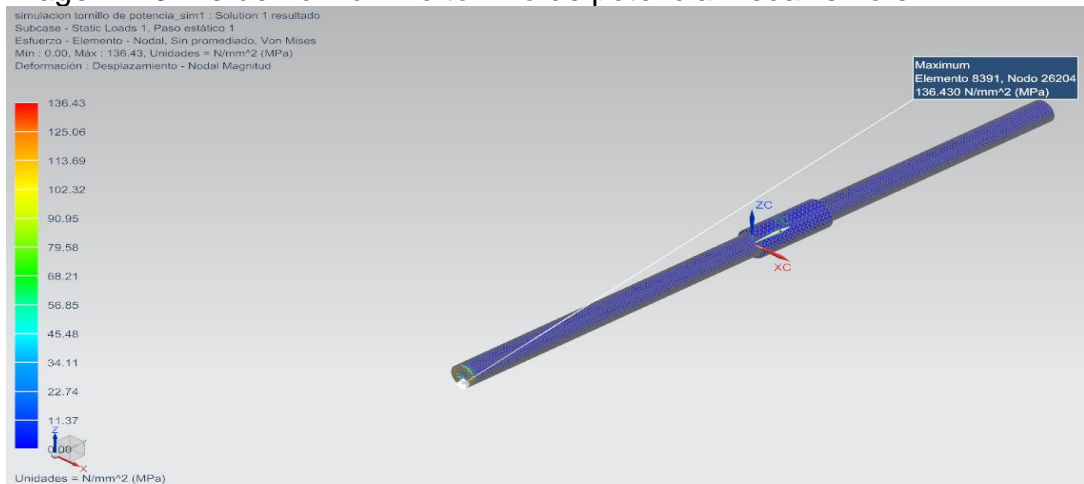
Fuente: Elaboración propia

El máximo desplazamiento mostrado por la simulación es de 0,482 mm, el cual no es crítico por que la guía soporta altas cargas debido al peso de los motores. Por ende el diámetro calculado para la guía es viable para la aplicación requerida.

5.2 SIMULACIÓN TORNILLO DE POTENCIA, MECANISMO EN X

Se simulará este tornillo, correspondiente al mecanismo en X, ya que este elemento se acopla directamente con el motor mediante una placa intercambiable, soportando una carga de 15354,47 N . En la imagen 140, se muestra el esfuerzo máximo de la guía estructural.

Imagen 140. Esfuerzo máximo tornillo de potencia mecanismo en X



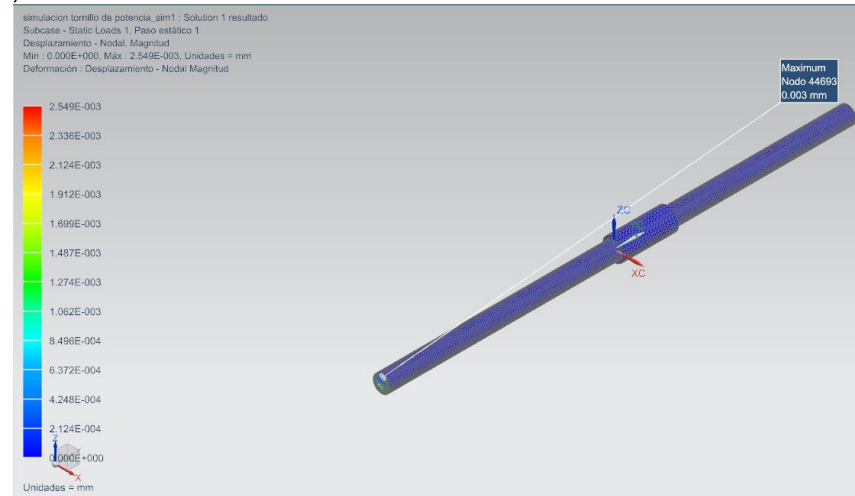
Fuente: Elaboración propia

El lugar de mayor esfuerzo se ubica en el punto de acoplamiento entre la placa intercambiable y el tornillo en el momento en que se ajusta el motor a la estructura.

Al analizar el esfuerzo máximo es de 136,43 MPa, el material del tornillo tiene un esfuerzo de fluencia de 248 MPa, por ende el factor de seguridad es de 1,81. Este factor indica que el tornillo es viable para la función de traslación de la placa y la de soportar el peso del motor.

En la imagen 141, se muestra el máximo desplazamiento del tornillo de potencia.

Imagen 141. Máximo desplazamiento del tornillo de potencia ,mecanismo en X



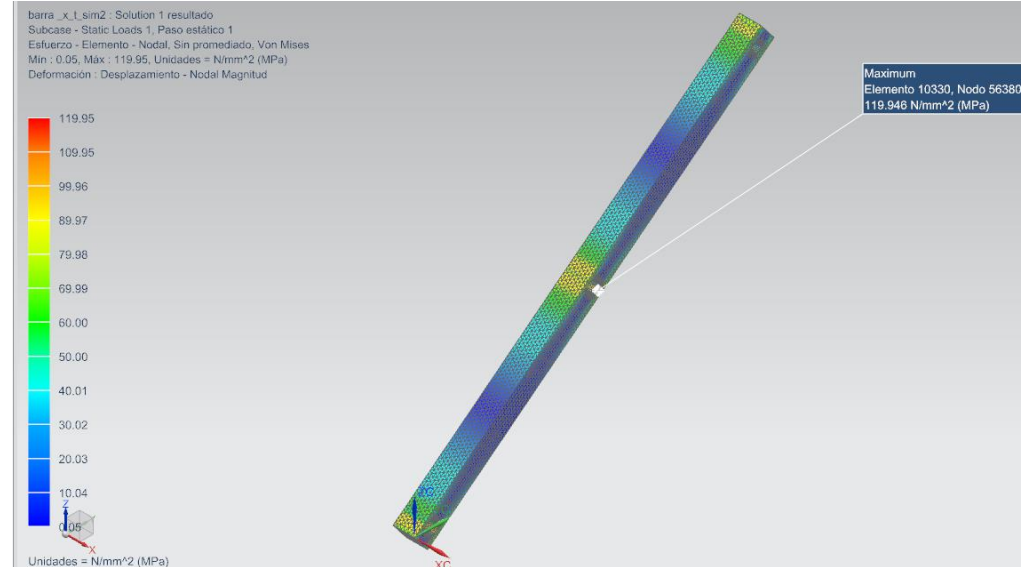
Fuente: Elaboración propia

El máximo desplazamiento es de $2,59 \times 10^{-3}$ mm, este desplazamiento es notoriamente bajo, por ende al analizar el factor de seguridad de 1,81 y el desplazamiento máximo, se muestra que el tornillo es viable para soportar directamente la carga del motor.

5.3 SIMULACIÓN DE LA BARRA CUADRADA

El elemento que se simulará corresponde a la plataforma de elevación en el eje Z, que es una barra de perfil cuadrado, siendo está la barra crítica BEC, en disposición de tijera abierta soportando las cargas mostradas en la tabla 20. En la imagen 142, se muestra el máximo esfuerzo de la barra BEC.

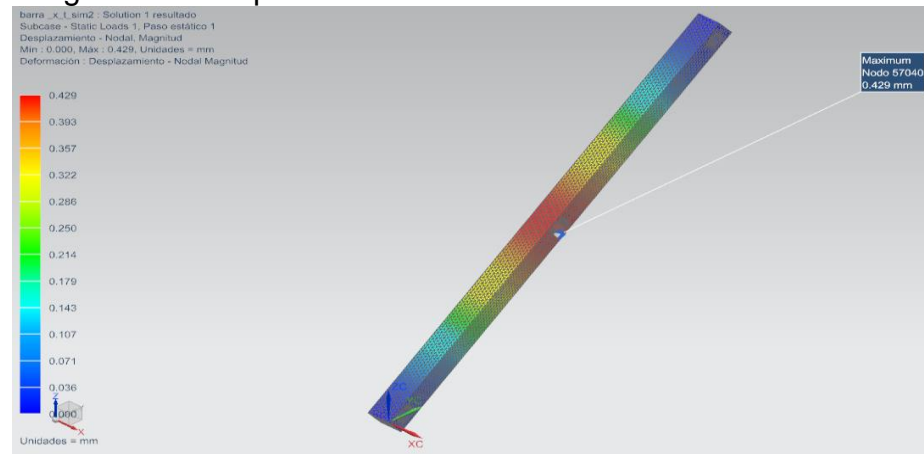
Imagen 142. Máximo esfuerzo de la barra BEC



Fuente: Elaboración propia

El lugar de mayor esfuerzo se da en el punto E, donde se concentra la mayor carga mostrada en la tabla de 20 de 22055,88 N. El esfuerzo de fluencia del material es de 588,39 MPa y el máximo esfuerzo es de 119,95 MPa, para un factor de seguridad de 4,9. Al tener este factor de seguridad, el perfil de barra cuadrada calculado es viable para la operación requerida de la plataforma de elevación en el eje Z. En la imagen 143, se muestra el desplazamiento de la barra BEC.

Imagen 143. Desplazamiento de la barra BEC



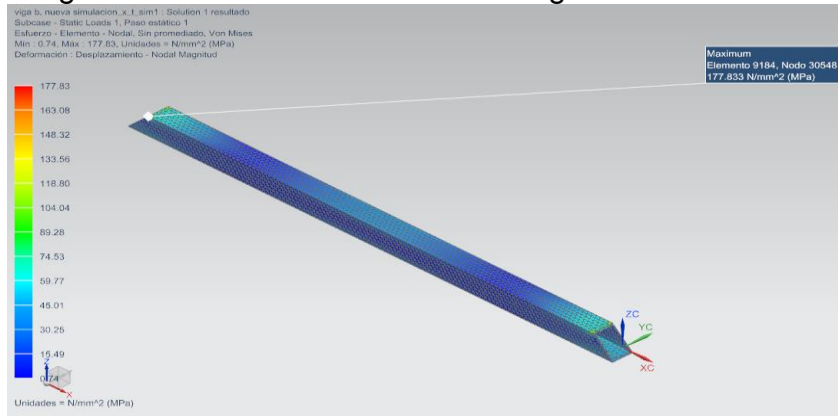
Fuente: Elaboración propia

El máximo desplazamiento de la barra BEC es de 0,429 mm, en el mismo punto del máximo esfuerzo. Este desplazamiento no es crítico para el mecanismo de elevación ya que la tijera se va a graduar solo cuando la plataforma este en vacío es decir sin ningún motor acoplado a la estructura del banco.

5.4 SIMULACIÓN DE LA VIGA B

El elemento a simular es la viga crítica de la estructura soporte del cigüeñal, ya que en esta reposa el anillo del cigüeñal de los motores, donde la carga máxima aplicada es de 5745,58 N. En la imagen 144, se muestra el máximo esfuerzo de la viga B.

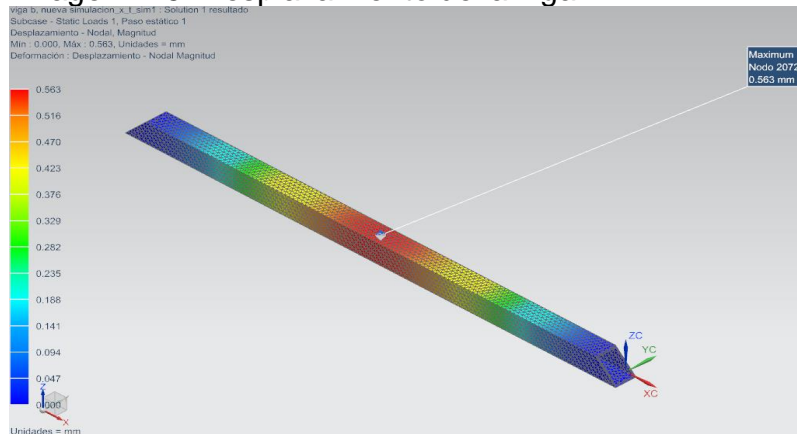
Imagen 144. Esfuerzo máximo de la viga B



Fuente: Elaboración propia

El punto de máximo esfuerzo es en el corte a 45° de la viga, donde se ubica una unión soldada. El esfuerzo de fluencia del material es de 350 MPa y el máximo esfuerzo es de 177,83 MPa, para un factor de seguridad de 1,96. Este factor indica que la viga B cumple para la función de soportar el anillo del cigüeñal. En la imagen 145, se muestra el desplazamiento de la viga B.

Imagen 145. Desplazamiento de la viga B



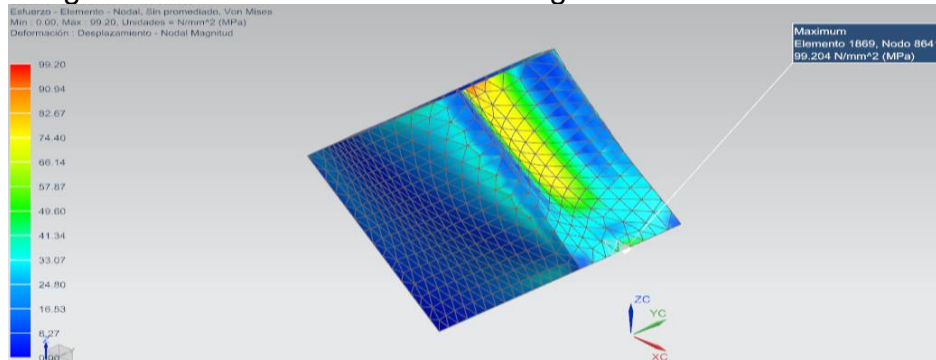
Fuente: Elaboración propia

El máximo desplazamiento está ubicado en la mitad de la viga B, cuyo valor máximo es de 0,563 mm. Este valor no influye en el acople entre el cigüeñal del motor y el eje del dinamómetro, ni en la medición de potencia por que la carga aplicada se calculó basado en un análisis dinámico.

5.5 SIMULACIÓN DE LA VIGA A-C

Este elemento se simula ya que se va a probar las medidas seleccionadas son viables o no para la aplicación requerida. Este elemento hace parte de la estructura soporte del cigüeñal siendo las vigas A y C. Se asume que en esta una carga aplicada de 5745,58 N. En la imagen 146, se muestra el máximo esfuerzo de la viga A-C.

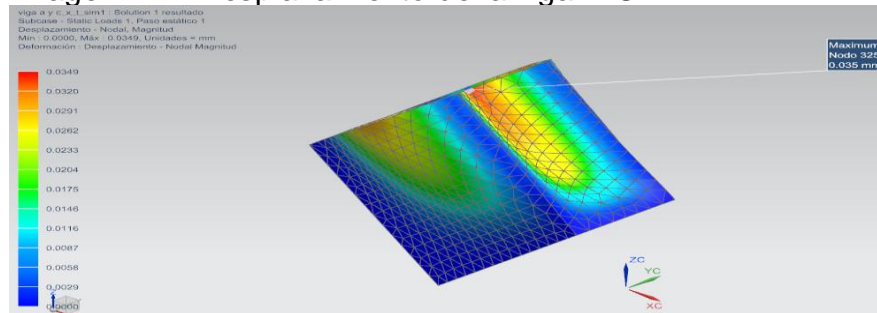
Imagen 146. Máximo esfuerzo de la viga A-C



Fuente: Elaboración propia

El punto del máximo esfuerzo se ubica en el punto de la unión soldada con la viga B, el máximo de esfuerzo es de 99,20 MPa y el esfuerzo de fluencia es de 350 MPa, para un factor de seguridad de 3,52. Al tener es factor la medida seleccionada cumple con la función requerida. En la imagen 147, se muestra el desplazamiento de la viga A-C.

Imagen 147. Desplazamiento de la viga A-C



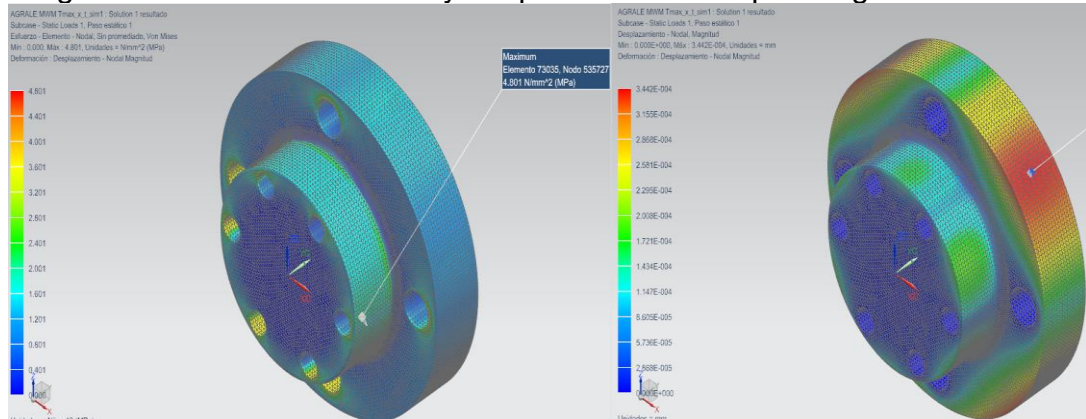
Fuente: Elaboración propia

El valor del máximo desplazamiento es de 0,0349 mm, ubicado en la parte superior de la viga A-C, esto indica que al ser tan pequeño el desplazamiento en un caso crítico, la viga es viable para la aplicación requerida.

5.6 SIMULACIÓN DE PLATOS PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Estos elementos son los que van a realizar la conexión entre el cigüeñal del motor y el eje de entrada del dinamómetro. Estos elementos se sometieron a simulaciones de máxima y mínima torsión que son 2508,26 N.m y 1965,94 N.m respectivamente. En las imágenes 148,149,150,151 y 152, se muestran las simulaciones de máximo esfuerzo y desplazamiento de los acoples, diseñados para los siguientes motores: AGRALE MWM, NPR 4HG1, HINO J05, TOYOTA 14B y Dinamómetro respectivamente.

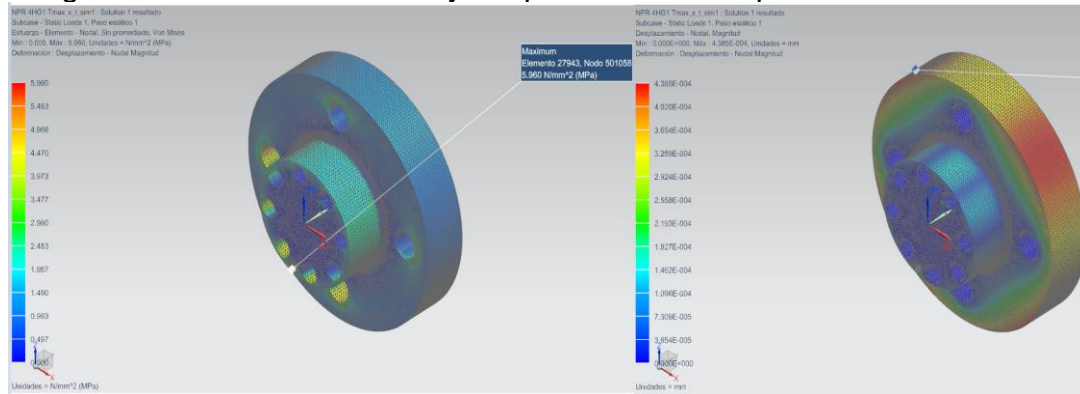
Imagen 148. Máximo esfuerzo y desplazamiento del plato Agrale MWM



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 149, se muestra la simulación del plato para el NPR 4HG1.

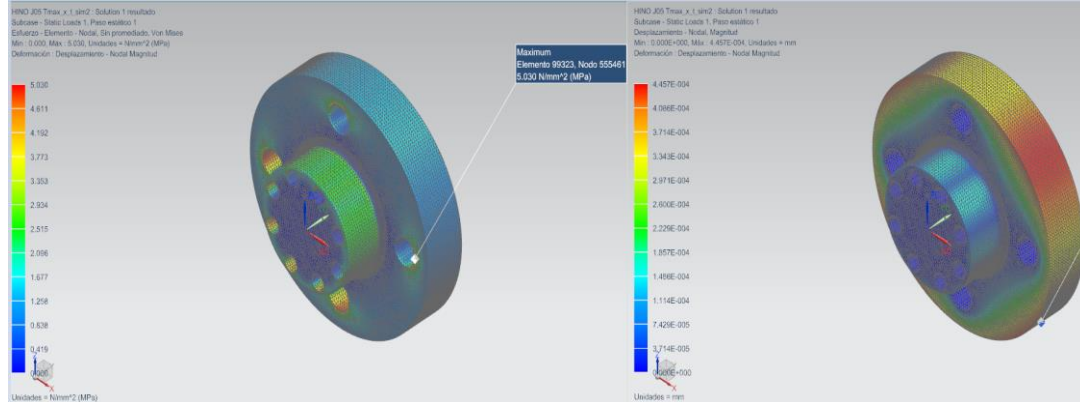
Imagen 149. Máximo esfuerzo y desplazamiento del plato NPR 4HG1



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 150, se muestra la simulación del plato para el HINO J05

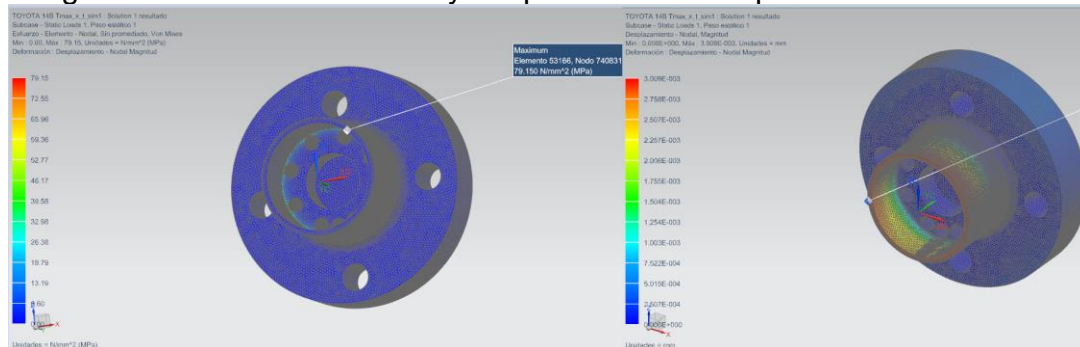
Imagen 150, Máximo esfuerzo y desplazamiento del plato HINO J05



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 151, se muestra la simulación del plato para el TOYOTA 14B

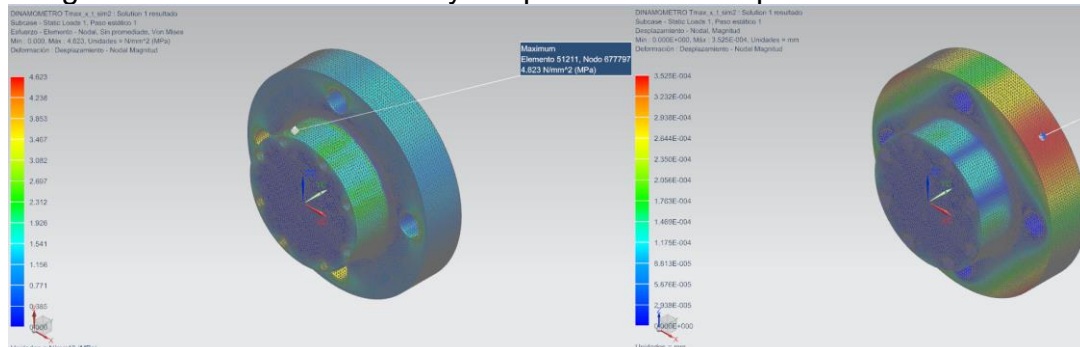
Imagen 151. Máximo esfuerzo y desplazamiento del plato TOYOTA 14B



Fuente: Elaboración propia

En la imagen 152, se muestra la simulación del plato para el dinamómetro

Imagen 152. Máximo esfuerzo y desplazamiento del plato dinamómetro



Fuente: Elaboración propia

Los puntos clave de análisis para mirar si los platos son viables o no, son el factor de seguridad a fatiga, factor de seguridad a la fluencia y los ciclos de operación. En

la tabla 31, se muestran los datos claves para el análisis, esfuerzos y desplazamientos de las simulaciones máximas y mínimas.

Tabla 31. Datos de los platos de transmisión

MOTOR	σ' max (MPa)	σ' min (MPa)	F.s fatiga	F.s fluencia	Ciclos	D Máx. (mm)	D Mín. (mm)
AGRALE MWM	4,80	3,76	51,47	30,40	6,73E+25	3,44E-04	2,69E-04
NPR 4HG1	5,96	4,68	41,53	24,49	8,42E+24	4,38E-04	3,47E-04
HiNO J05	5,96	4,68	41,53	24,49	8,42E+24	4,45E-04	3,49E-04
TOYOTA 14 B	79,15	62,04	3,12	1,84	2,50E+13	3,00E-03	2,35E-03
DINAMOMETRO	4,62	3,52	52,47	31,57	5,57E+25	3,52E-04	2,76E-04

Fuente: Elaboración propia

Los factores de seguridad a la fluencia, fatiga y los ciclos, fueron calculados con el mismo procedimiento aplicado en el sub capítulo 4.6 del presente documento. Al analizar los factores de seguridad a la fluencia, cada plato especificado en la tabla 30, son viables para la función requerida.

Al analizar la cantidad de ciclos a la cual están diseñados los platos, se puede afirmar que todos los platos están diseñados a vida infinita ya que “la distinción entre región de vida finita y región de vida infinita, la frontera se define con claridad para un material específico, en el caso de los aceros esta entre 10^6 y 10^7 ciclos”¹⁰⁶, esta afirmación es válida ya que el material de todos los platos es AISI 1020.

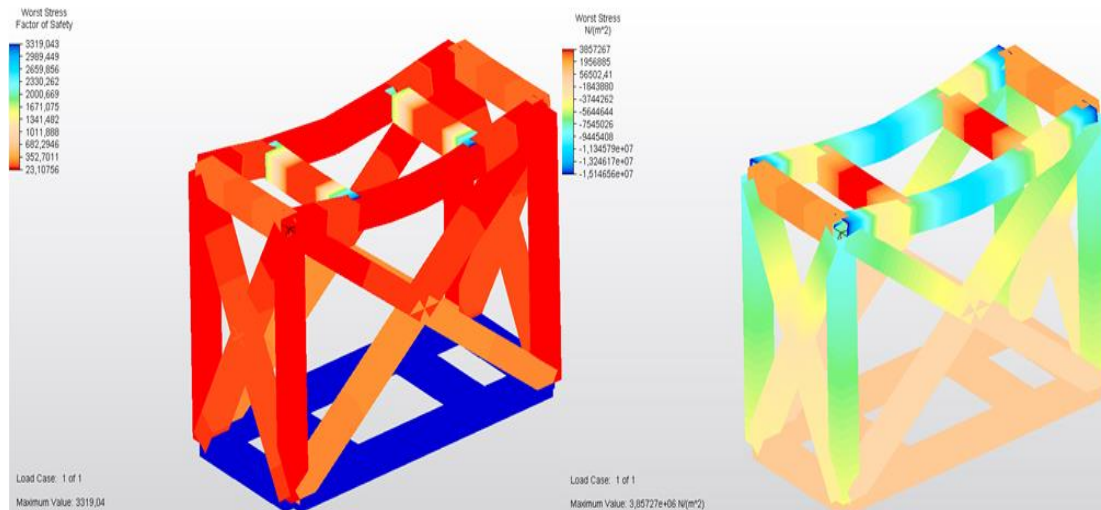
Al analizar los desplazamientos máximos y mínimos de la tabla 30, no interfieren en la aplicación requerida de los platos, debido a que las deformaciones mostradas son pequeñas cuando se aplica un torque máximo de 2508,26 N.m, considerando estas deflexiones no críticas.

5.7 SIMULACIÓN DEL MARCO ESTRUCTURAL

La carga aplicada para la simulación del marco estructural es de 16005,06 N y el programa utilizado para esta simulación es el Auto Desk Mechanical Simulation 2017. En la imagen 153, se muestra el máximo esfuerzo y factor de seguridad crítico de la estructura.

¹⁰⁶ SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pag 267.

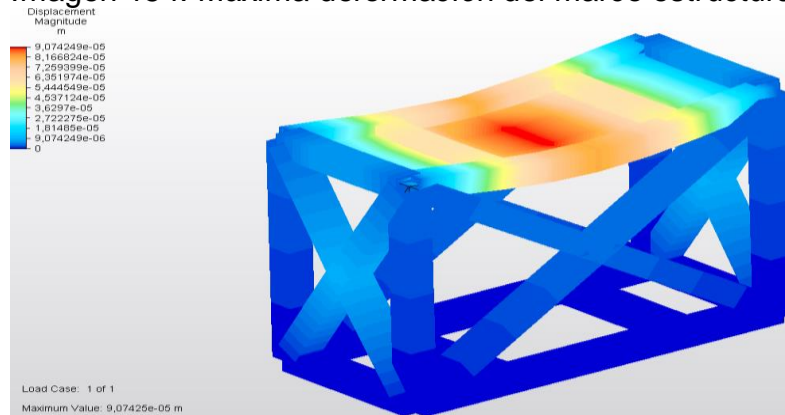
Imagen 153. Máximo esfuerzo y factor de seguridad crítico en el marco estructural



Fuente: Elaboración propia

Al analizar el factor de seguridad crítico de 23,10 y máximo esfuerzo mostrado por el programa, indica que el marco estructural es viable para la aplicación requerida de darle rigidez a la plataforma de elevación en el eje Z. En la imagen 154, se muestra la máxima deformación del marco estructural

Imagen 154. Máxima deformación del marco estructural



Fuente: Elaboración propia

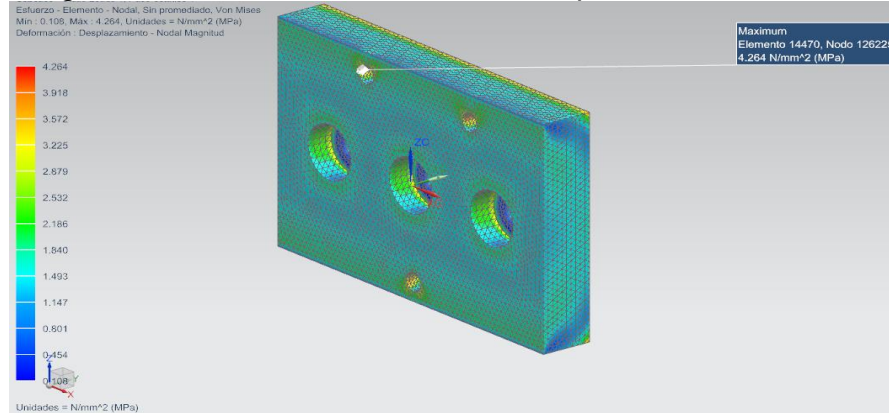
Al analizar el valor indicado por el programa de $-9,07 \times 10^{-5}$ m, que equivale a $-0,0907$ mm, este valor de deformación no es crítico para la aplicación requerida del marco estructural.

5.8 SIMULACIÓN DE LA PLACA INTERCAMBIABLE

La placa intercambiable que se simulará, es con la disposición de agujeros del motor AGRALE MWM, considerando la carga aplicada más crítica de 15354,47 N con un

espesor de placa de 1 in y el material de la placa es de acero A-36. En la imagen 155, se muestra la máxima deformación de la placa.

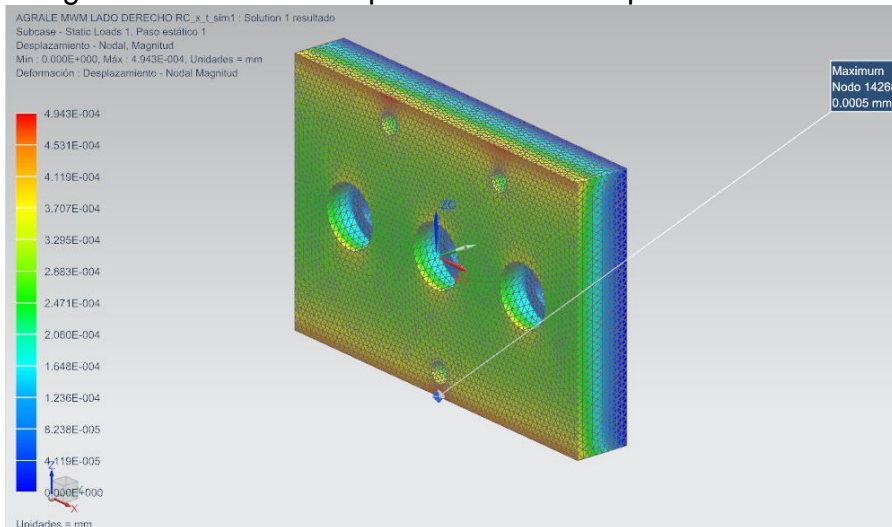
Imagen 155. Máxima deformación de la placa intercambiable



Fuente: Elaboración propia

El valor de máximo esfuerzo en la placa intercambiable es de 4,26 MPa, al compararlo con el esfuerzo de fluencia del material de 248 MPa, el factor de seguridad es de 58,21. Al ser un factor de seguridad tan alto la placa soporta la máxima carga aplicable de 15354,47 N a la estructura del banco. En la imagen 156, se muestra el máximo desplazamiento de la placa.

Imagen 156. Máximo desplazamiento de la palca intercambiable



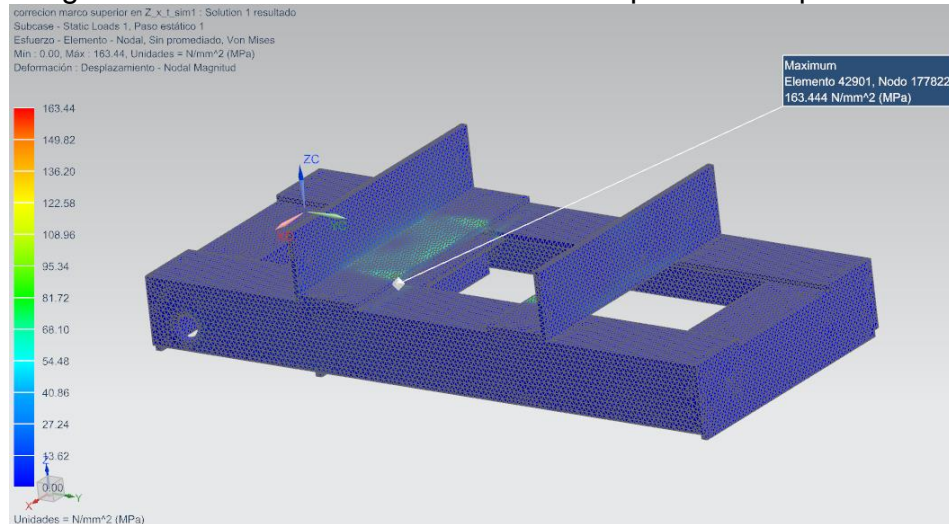
Fuente: Elaboración propia

La deformación mostrada por el programa de $4,94 \times 10^{-4}$ mm, no es considerada crítica por la carga que está siendo aplicada. Por ende la placa intercambiable es viable para la aplicación requerida.

5.9 SIMULACIÓN DEL MARCO SUPERIOR DE LA PLATAFORMA DE ELEVACIÓN EN EL EJE Z

Este elemento cumple la función de soportar el mecanismo en X y de transmitir la carga hacia el mecanismo de la plataforma que permite la elevación o descenso del mecanismo en X, según sea la necesidad. La carga crítica aplicada a esta estructura es de 15483,86 N. En la imagen 157, se muestra el máximo esfuerzo del marco superior de la plataforma.

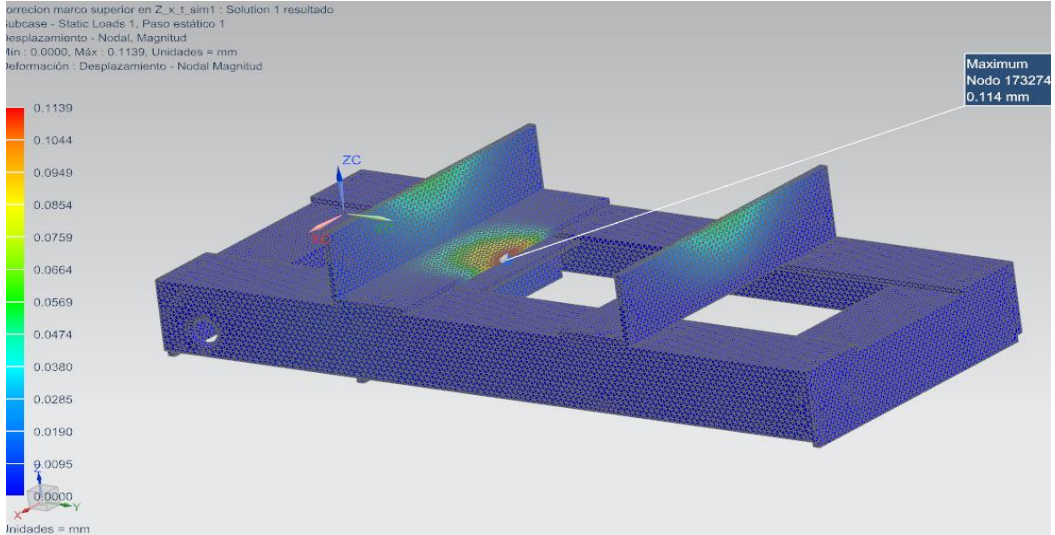
Imagen 157. Máximo esfuerzo del marco superior de la plataforma



Fuente: Elaboración propia

El máximo esfuerzo es de 163,44 MPa, al compararlo con el esfuerzo de fluencia de 248 MPa el factor de seguridad es de 1,51. Esto indica que la estructura es viable para la aplicación requerida de soportar el mecanismo en X y transmitir la carga hacia el mecanismo de la plataforma. En la imagen 158, se muestra la máxima desplazamiento del marco superior de la plataforma.

Imagen 158. Máximo desplazamiento del marco superior de la plataforma



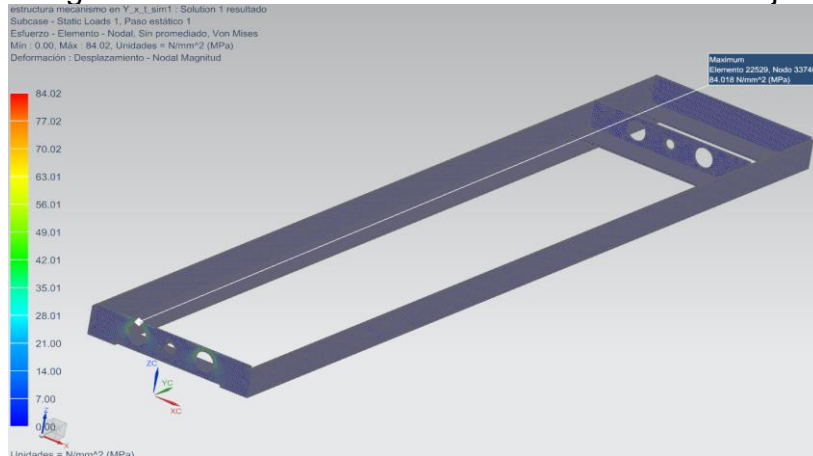
Fuente: Elaboración propia

La deformación de 0,11 mm, mostrada por el programa no se considera crítica para la aplicación del marco superior, por ende el perfil seleccionado es viable para la carga aplicada de 15483,86 N.

5.10 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL MECANISMO EN EL EJE Y

Esta estructura tiene como fin soportar el mecanismo de traslación en el eje Y, las dos cargas aplicadas son de 6926,09 N. En la imagen 159, se muestra el máximo esfuerzo de la estructura del mecanismo en el eje Y.

Imagen 159. Máximo esfuerzo del mecanismo en el eje Y

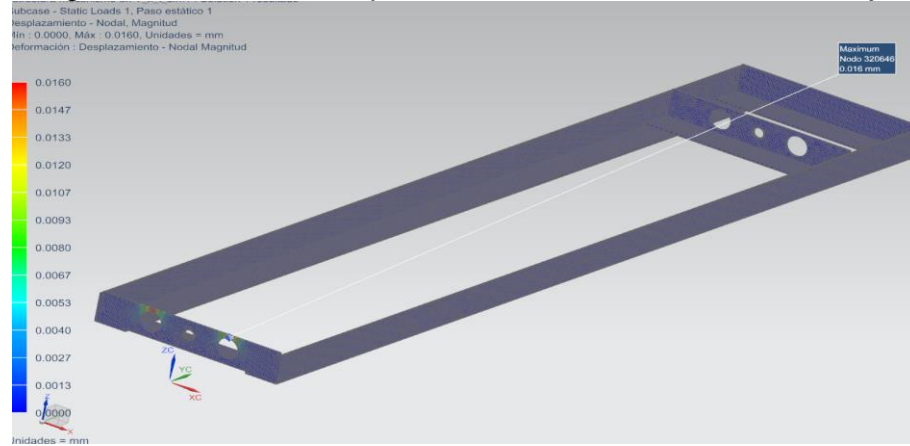


Fuente: Elaboración propia

Al observar el esfuerzo máximo de 84,02 MPa y compararlo con el esfuerzo de fluencia del material de 248 MPa el factor de seguridad es de 2,95. Por ende la

estructura soporta las dos cargas aplicadas. En la imagen 160, se muestra el máximo desplazamiento del mecanismo en el eje Y.

Imagen 160. Máximo desplazamiento del mecanismo en el eje Y



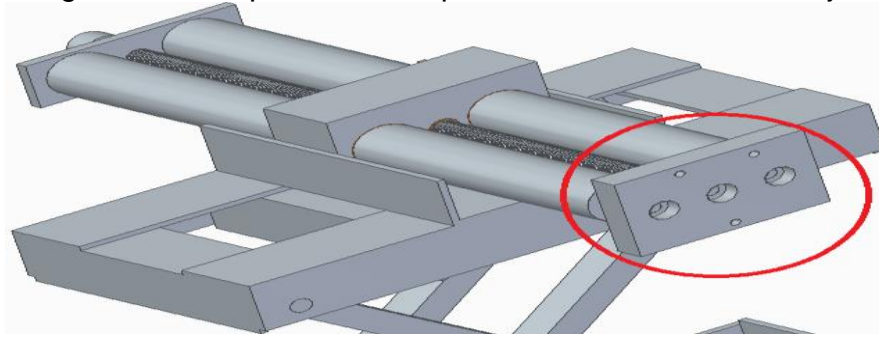
Fuente: Elaboración propia

Al haber un máximo desplazamiento de 0,016 mm, esta deformación no se considera crítica y por ende la estructura es viable para la aplicación requerida.

6. MANUAL DE OPERACIÓN E INSTALACIÓN

Para cumplir la funcionalidad de la estructura, lo primero que se debe hacer es acoplar la placa al mecanismo en X mediante tornillos correspondiente del motor que se va a probar, mostrado en la imagen 161.

Imagen 161. Acoplamiento de placa al mecanismo en el eje X



Fuente: Elaboración propia

Posteriormente se lleva al motor en la grúa que sostiene el motor para su debido acoplamiento a la estructura del banco de prueba. En la imagen 162, se muestra la grúa con el motor.

Imagen 162. Grúa con el motor sujetado



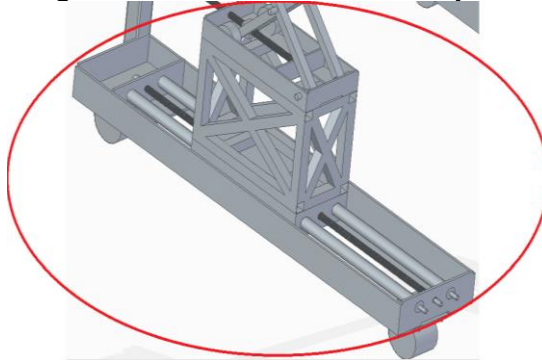
FUENTE: Grúa hidráulica tomado de [tp://www.locamat42.com/produit/grue-datelier-hydraulique-chevre/](http://www.locamat42.com/produit/grue-datelier-hydraulique-chevre/)

Después se ajusta el mecanismo en X a cada lado del motor según sea el ancho del motor que se vaya a probar.

Se prosigue a realizar el ajuste del mecanismo de tijera en el eje Z, para graduar la altura del mecanismo, según sea el motor a probar.

Después de ajustar la altura del mecanismo de tijera en el eje Z, se realiza el ajuste del mecanismo en el eje Y, para graduar el largo del motor que se va a probar, el mecanismo en Y esta mostrado en la imagen 163.

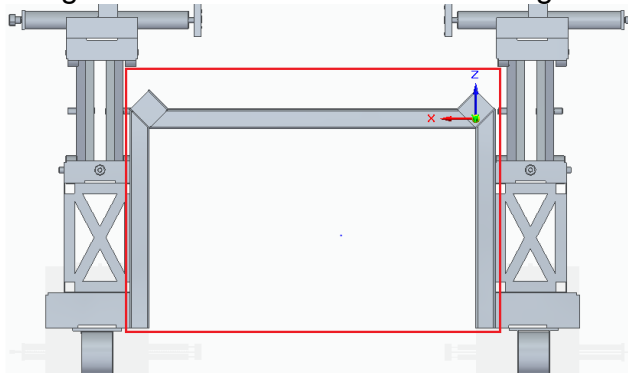
Imagen 163. Mecanismo en el eje Y



Fuente: Elaboración propia

Los tres mecanismos en el eje X, Y, Z, son accionados por tornillos de potencia que permiten el movimiento del mecanismo. Después de haber ajustado el soporte a las medidas requeridas de los motores, se ajusta el motor a la estructura mediante tornillos. Después de haber ajustado el motor se deja descansando el anillo del volante del cigüeñal en la parte de la estructura dispuesta para ello, como se muestra en la imagen 164.

Imagen 164. Estructura volante del cigüeñal.



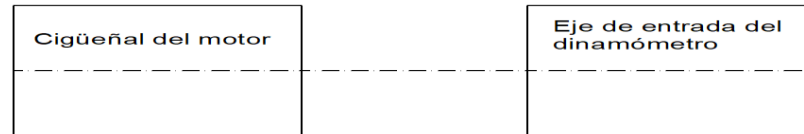
Fuente: Elaboración propia

Después de apoyar la estructura del volante del cigüeñal en su estructura correspondiente y haber ajustado bien los soportes en los laterales del motor que ajustaron con los mecanismos en X, Y, Z, se prosigue a soltar del motor de la grúa hidráulica. El motor se suelta de la grúa solo cuando el operario se cerciore de haber ajustado correspondientemente el motor a la estructura, antes no.

Después de haber acoplado el motor a la estructura se realiza el ajuste del dinamómetro, es decir se cambia la altura del dinamómetro con el circuito hidráulico

que dispone la estructura del mismo para coincidir la línea neutral del cigüeñal del motor y el eje de entrada del dinamómetro como se muestra en la imagen 165.

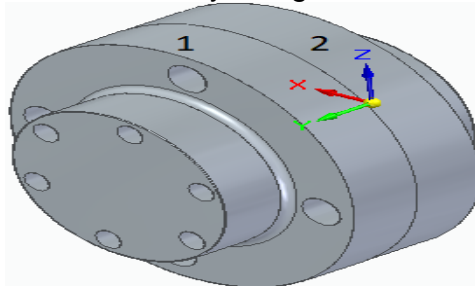
Imagen 165. Línea neutral entre motor y el dinamómetro



Fuente: Elaboración propia

Después de coincidir se dispone a unir los platos, para la conexión entre el cigüeñal y el eje de entrada del dinamómetro, como se muestra en la imagen 166.

Imagen 166. Acople entre platos entre el motor y el cigüeñal



Fuente: Elaboración propia

De la imagen 166, la numeración significa lo siguiente:

1. Plato que conecta al cigüeñal del motor. Este plato varía según el motor que se vaya a probar.
2. Plato que conecta al eje de entrada del dinamómetro, este plato es fijo para todas las pruebas.

6.1 MANUAL DE MANTENIMIENTO

En este sub capítulo se recomienda acciones de mantenimiento para que la estructura pueda cumplir a cabalidad la labor para la cual fue diseñada. A continuación se muestra la lista de acciones de mantenimiento.

1. Realizar la lubricación mensual entre los bujes y las guías estructurales
2. Realizar la lubricación mensual a los tornillos de potencia
3. Revisar el contacto eléctrico de la bomba en el circuito hidráulico

4. Revisar las válvulas de entrada y salida de agua en el dinamómetro
5. Realizar una revisión visual a los platos intercambiables
6. Realizar una revisión visual a la laminas (placas) intercambiables
7. Realizar una revisión visual de las vigas estructurales de todas la estructura del banco.
8. Revisar mensualmente el estado del fluido hidráulico que sirve a la plataforma del dinamómetro
9. Revisar que el tanque del fluido hidráulico no tenga fugas

De las acciones de mantenimiento mencionadas, se procura que estas se hagan a diario antes y después de operar la estructura, para hacer una detección temprana de una posible falla. De las acciones diarias son todas las mencionadas menos las acciones 1,2 y 8.

De las acciones 1,2 y 8 se procura una revisión rigurosa mensualmente, ya que estás acciones de mantenimiento son las más importantes, de estas acciones depende que la maquina funcione o no a cabalidad para lo cual fue diseñada.

Para la selección del fluido hidráulico, se seleccionó los líquidos lubricantes que tienen propiedades de baja resistencia ya que “los líquidos lubricantes son los que se utilizan con más frecuencia, ya que eliminan el calor en el punto de contacto, ya que a menos temperatura reduce la interacción de la superficies y el desgaste”¹⁰⁷.

Se seleccionó el lubricante líquido tipo de esteres de fosfatos, ya que son “buenos lubricantes tienen buena acción de presión externa y su uso típico es para fluido hidráulico y lubricante”¹⁰⁸. Por ende este tipo de lubricante se cambia mensual para los bujes de las guía estructurales, para el tornillo de potencia y para el circuito hidráulico del dinamómetro.

6.2 MANUAL DE OPERACIÓN DEL RADIADOR

La estructura del radiador está diseñada con el fin de que soporte el sistema de refrigeración que será utilizado en el momento de realizar la prueba del motor, en un estimado entre 1 a 2 horas. Se realiza un manual de operación, con el fin de

¹⁰⁷ NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.Pag 488

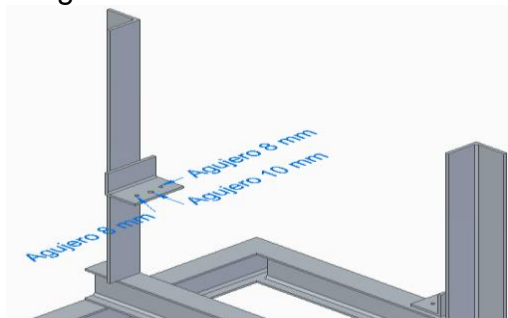
¹⁰⁸ NORTON,Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.Pag 488

garantizar el perfecto funcionamiento del sistema de refrigeración, que en este caso es el radiador.

Para soldar las paralelas, en donde va apoyado el radiador, es necesario tener las 2 vigas en perfil L, cortada y con su respectiva medida, luego de esto se procede a soldar uno de sus lados por la parte exterior a la viga crítica.

Para ensamblar el radiador a la estructura, se debe hacer de manera de descenso, introduciendo el tornillo fijo de diámetro 10 mm, del radiador a los agujeros de la mitad a cada lado y se asegura con tornillos de diámetro 8 mm, en los otros agujeros como se observa en la imagen 167.

Imagen 167. Ensamble del radiador



Fuente: Elaboración propia

Finalmente al radiador se incorpora el refrigerante a utilizar y se conecta al motor por medio de mangueras, según sea su disposición, quedando listo para su funcionamiento.

7. IMPACTO AMBIENTAL

El impacto ambiental es generado al momento de fabricar el banco de pruebas y de realizar la prueba, será evaluado por medio de la metodología EPM. Este método asocia el contaminante y la calificación resultante, de tal manera poder determinar el nivel del impacto ambiental. En la imagen 168, se muestran los parámetros que se utilizan para el estudio ambiental.

Imagen 168. Valoración método EPM

Criterio	Rango	Valor
Case (C)	Positivo	+
	negativo	-
Presencia (P)	Cierta	1
	Muy probable	$0,7 \leq 0,99$
	Probable	$0,4 \leq 0,69$
	Poco probable	$0,2 \leq 0,39$
	No probable	$0,01 \leq 0,19$
Duración (D)	Muy larga o permanente	1 (mayor a 10 años)
	Larga	$0,7 \leq 0,99$ (entre 7 y 10 años)
	Media	$0,4 \leq 0,69$ (entre 4 y 7 años)
	Corta	$0,2 \leq 0,39$ (entre 1 y 4 años)
	Muy corta	$0,01 \leq 0,19$ (menor a 1 año)
Evolución (E)	Muy rápida	1 (menor a 1 mes)
	Rápida	$0,7 \leq 0,99$ (entre 1 a 12 meses)
	Media	$0,4 \leq 0,69$ (entre 12 a 18 meses)
	Lenta	$0,2 \leq 0,39$ (entre 18 a 24 meses)
	Muy lenta	$0,01 \leq 0,19$ (mayor a 24 meses)
Magnitud (M)	Muy alta	1 (> 80%)
	Alta	$0,7 \leq 0,99$ (60 % y 80%)
	Media	$0,4 \leq 0,69$ (40% y 60%)
	Baja	$0,2 \leq 0,39$ (20% y 40 %)
	Muy baja	$0,01 \leq 0,19$ (< 20 %)

Fuente: Guía ambiental de la agroindustria de palma de aceite en Colombia, 2011

Estos criterios significan:

Clase (C): Indica si el impacto ambiental es positivo para el ambiente o no.

Presencia (P): Indica la frecuencia que genera un impacto ambiental

Duración (D): Especifica la duración que tiene la contaminación del proceso al medio ambiente a evaluar

Evolución (E): Define el nivel de reacción que tiene la contaminación al medio ambiente por los procesos realizados.

Magnitud (M): Indica el nivel de gravedad que puede llegar a tener una operación en contra del medio ambiente.

La importancia de la calificación del método esta mostrada en la imagen 169

Imagen 169. Importancia de la calificación por el método EPM

Importancia	≤ 2,5 Poco significativo o irrelevante
	> 2,5 y ≤ 5,0 Moderadamente significativo o moderado
	>5,0 y 7,5 Significativo o relevante
	> 7, 5 Muy significativo o grave

Fuente: Guía ambiental de la agroindustria de palma de aceite en Colombia, 2011

Tabla 32, Matriz de evaluación ambiental

Identificación de aspectos e impactos ambientales	Etapa	Fabricación			Ejecucion de la prueba	
	Actividades	Soldadura		Mecanizado	Prueba del motor	
	Aspecto ambiental	Generación de Humos	Generación de residuos	Generación de partículas	Generación de humos	Generacion de ruido
	Impacto ambiental	Contaminación del aire	Contaminación del suelo	Contaminación del suelo	Contaminación del aire	Contaminacion acústica
	Componente	Proceso de soldadura	Partículas metálicas	Viruta metálica	Proceso de prueba	
Valoración del impacto	C	-1	-1	-1	-1	-1
	P	0,3	0,21	0,2	0,9	0,8
	D	0,45	0,3	0,45	0,5	0,5
	E	0,2	0,5	0,5	0,25	1
	M	0,42	0,98	0,65	0,55	0,3
	Puntaje	-0,1602	-0,158	-0,155	-0,5985	-0,64
	Importancia	Poco significativo o irrelevante	Poco significativo o irrelevante	Poco significativo o irrelevante	Poco significativo o irrelevante	Poco significativo o irrelevante

Fuente: Elaboración propia

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en la tabla 32, se observa que ninguna de las actividades es peligrosa o genera gran impacto para el medio ambiente. Por ende no se realiza ningún proceso que mitigue el impacto y tampoco se realiza una mejora en alguno de los procesos.

8. EVALUACIÓN FINANCIERA

La empresa Rectificadora de Motores Sierra, rectifica bloques, culatas y cigüeñales, siendo esta sus principales actividades, la rectificadora además de sus actividades principales ya mencionadas, también repara motores Diesel, por ende el diseño del presente proyecto es para facilitar la prueba de los motores reparados y entregar un mejor servicio de reparación de motores. Por lo tanto se realizará el análisis financiero del presente proyecto y mirar la viabilidad financiera del presente proyecto.

8.1 GASTOS DE INGENIERÍA DEL PROYECTO

Los gastos de ingeniería que se requieren para el proyecto son necesarios para realizar un estudio financiero que indique que el diseño de la máquina es viable financieramente.

8.1.1 Gastos por talento humano. Estos gastos son producidos por los autores del proyecto de grado y la supervisión del orientador., los gastos por talento humano esta mostrado en la tabla 33.

Tabla 33. Gastos por talento humano

Componente	Unidad de medida	No de horas	Valor unitario	Valor total	Fuente financiadora
Proyectistas	Horas Hombre	1080	\$10.000	\$10.800.000	Proyectistas
Orientados	Horas Hombre	20	\$15.000	\$300.000	Universidad América
TOTAL GASTO POR TALENTO HUMANO (\$)				\$11.100.000	

Fuente: Elaboración propia

8.1.2 Gastos por equipo y software. Estos son los gastos ocasionados por el uso del software como Solid Edge, Siemens NX y de equipos de cómputo personal para la realización del proyecto, estos datos se muestran en la tabla 34.

Tabla 34. Gastos por equipo y software

Componente	U. de medida	Cantidad	Valor unitario	Valor total	Fuente financiadora
Solid Edge	Horas	100	\$3.556	\$355.600	Universidad América
Siemens Nx	Horas	50	\$2.831	\$141.550	Universidad América
Computador	Unidad	1	\$1.800.000	\$1.800.000	proyectista
TOTAL GASTO POR EQUIPO Y SOFTWARE				\$2.297.150	

Fuente: Elaboración propia

8.1.3 Gastos fungibles. Son en su mayoría componentes de papelería que requieren para la realización del proyecto, se muestran en la tabla 35.

Tabla 35. Gastos fungibles del proyecto

Componente	Unidad de medida	Cantidad	Valor unitario	Valor total	Fuente financiadora
Fotocopias	Resmas	4	\$11.000	\$44.000	proyectista
Impresiones	Unidad	200	\$50	\$10.000	proyectista
I. en Plotter	Unidad	51	\$2.000	\$102.000	proyectista
TOTAL GASTO POR EQUIPO Y SOFTWARE				\$156.000	

Fuente: Elaboración propia

8.1.4 Otros gastos. Corresponden a otros gastos en lo que incurre indirectamente en la realización del proyecto, como el transporte para ir a la rectificadora. El gasto total en transporte para los dos proyectistas es de \$ 300.000.

Al realizar la suma de todos los gastos mostrados en las anteriores tablas, se asigna un valor de 4% en el total de los gastos en caso de que ocurra uno o más imprevistos que puedan generar un incremento en los gastos. El total de los gastos Se muestran en la tabla 36.

Tabla 36. Total de los gastos

TOTAL DE GASTOS DE INGENIERIA sin imprevistos	\$13.553.150
Imprevisto	\$542.126
TOTAL DE GASTOS DE INGENIERIA sin imprevistos	\$14.095.276

Fuente: Elaboración propia

8.2 COSTOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DE LA ESTRUCTURA

Estos costos representan el valor de los materiales requeridos para la construcción de la estructura, costos de fabricación y ensamble de la misma. Los costos que se van a mostrar fueron cotizados en zonas comerciales especializadas.

8.2.1 Costo total de la estructura motor-radiador. Este costo se obtuvo mediante cotizaciones en los locales especializados, en la tabla 37 se muestran dichas cotizaciones.

Tabla 37. Cotización estructura motor-radiador

COTIZACION DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTA EL MOTOR Y RADIADOR			
Descripción	Cantidad (UND)	Valor Unidad	Valor Total
Viga de acero estructural ASTM A500 de tubo Cuadrado de 70 mm X 70 mm por 3 mm de 6 metros de largo	1	\$106.000	\$106.000
Láminas de acero estructural A36 de 18cm X 12 cm con 25,4mm de espesor	14	\$17.000	\$238.000
bloque de acero A 36 de 20 cm X 120 cm con 7 cm de largo	2	\$72.000	\$144.000
Barras de acero 4140 lisas de perfil circular de diámetro de 63,50 mm y largo de 605 mm	4	\$86.000	\$344.000
Tornillo de potencia con diámetro de 7/8 in y largo de 605 mm	2	\$28.560	\$57.120
Tornillo avellanado con diámetro de rosca de 12 mm con longitud de perno de 22 mm	6	\$1.200	\$7.200
Tornillo hexagonal con diámetro de rosca de 12 mm con longitud de perno de 22 mm	6	\$800	\$4.800
Viga en ángulo de acero estructural A 36 de 75mm con espesor de 7mm por 6 metros de largo	2	\$124.921	\$249.842
Barras de acero 4140 lisas de perfil cuadrado con lado de 31,75 mm y largo de 65,04 cm	8	\$46.000	\$368.000
Tornillo de potencia con diámetro de 7/8 in y largo de 600 mm	2	\$28.560	\$57.120
Cubos de acero estructural A36 de 4,4cm X 4,4cm X 4,4cm	2	\$3.000	\$6.000
Pasadores con diámetro de 21 mm y longitud de 100 mm	12	\$4.900	\$58.800
Pasadores con diámetro de 15 mm y longitud de 110 mm	8	\$4.100	\$32.800
Viga de acero estructural ASTM A500 de tubo Cuadrado de 40 mm X 40 mm por 1,5 mm de 6 metros de largo	4	\$49.400	\$197.600
Barras de acero 4140 lisas de perfil circular de diámetro de 44,45 mm y largo de 1,65 m	4	\$147.000	\$588.000

Fuente: Elaboración propia

Tabla 37 (continuación)

Descripción	Cantidad (UND)	Valor Unidad	Valor Total
Tornillo de potencia con diámetro de 7/8 in y largo de 1,65 m	2	\$78.500	\$157.000
Tornillo hexagonal con diámetro de rosca de 22 mm con longitud de perno de 22 mm	16	\$2.000	\$32.000
bloque de acero A 36 de 26,3 cm X 10,16 cm con 59cm de largo	2	\$593.000	\$1.186.000
Viga en ángulo de acero estructural A 36 de 120mm con espesor de 10mm por 6 metros de largo	1	\$550.000	\$550.000
Viga de perfil en I por 6 m	1	\$159.400	\$159.400
Tornillo hexagonal con diámetro de rosca de 8 mm con longitud de perno de 35 mm	6	\$500	\$3.000
Diámetro externos de 3 in e interno de 1 in con 0,28 m de largo - Barra de bronce fosforado con agujero	0.28 m	\$135.660	\$37.985
Diámetro externos de 1 1/2 in e interno de 1 in con 1,408 m de largo - Barra de bronce fosforado con agujero	1.408 m	\$139.230	\$196.036
Diámetro externos de 2 in e interno de 1 3/4 in con 2,36 m de largo - Barra de bronce fosforado con agujero	2.36 m	\$260.610	\$615.040
VALOR TOTAL DE LAS ESTRUCTURA DEL MOTOR Y RADIADOR			\$5.395.742

Fuente: Elaboración propia

8.2.2 Costo total del dinamómetro y su estructura. La cotización del dinamómetro se realizó una cotización directa con la empresa extranjera fabricante del dinamómetro, mientras que la estructura y estructura y el circuito hidráulico se cotizaron en zonas comerciales del país. En la tabla 38, se muestra la muestra la cotización del dinamómetro.

Tabla 38. Cotización estructura, circuito hidráulico dinamómetro

COTIZACIÓN DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTA EL DINAMÓMETRO			
Descripción	UND	Valor Unidad	Valor Total
Lámina de acero estructural A 36 de 130 cm X 70 cm, con espesor de 6 mm	1	\$178.000	\$178.000
Lámina de acero estructural A 36 de 10 cm X 10 cm, con espesor de 6 mm	1	\$2.000	\$2.000
Cilindro de Acero estructural A-36 de diámetro externo de 25mm y longitud de 31 mm	1	\$2.000	\$2.000
Viga en ángulo de acero estructural A 36 de 90 mm con espesor de 7 mm por 6 metros de largo	1	\$145.000	\$145.000
Tornillo avellanado con diámetro de rosca de 17,5 mm con longitud de perno de 10,8 mm	8	\$1.600	\$12.800
Tornillo hexagonal con diámetro de rosca de 16,5 mm con longitud de perno de 22 mm	14	\$1.200	\$16.800
VALOR TOTAL DE LA ESTRUCTURA DEL DINAMÓMETRO			\$356.600
Mano de obra entre mecanizado , soldadura y corte			\$150.000
VALOR TOTAL MATERIALES Y MANO DE OBRA PARA EL DINAMÓMETRO			\$506.600
COTIZACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO Y DINAMÓMETRO			
Descripción	Cantidad (UND)	Valor Unidad	Valor Total
Bomba Rexroth Bosch group de desplazamiento positivo con engranaje interno	1	\$951.571	\$951.571
Cilindro hidráulico de compacto de la empresa SMC, compacto serie CHK	2	\$332.235	\$664.470
Válvulas	3	\$130.000	\$390.000
Dinamómetro	1	\$23.689.800	\$23.689.800
COSTO TOTAL CIRCUITO TOTAL Y DINAMÓMETRO			\$25.695.841
VALOR DE LA ESTRUCTURA, CIRCUITO HIDRAULICO Y DINAMÓMETRO			\$26.202.441

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 39, se muestra la cotización por mano de obra, para la construcción del banco de prueba.

Tabla 39. Costo total de la estructura del motor

MANO DE OBRA	
Descripción	Costo
Mecanizado de los bujes y barras de aceros lisas 4140	\$300.000
Soldadura y corte	\$400.000
VALOR TOTAL DEL MECANIZADO	\$700.000
VALOR TOTAL DE MATERIALES Y MANO DE OBRA	\$6.095.742

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 40, se muestra el costo total para producir la estructura del banco, asumiendo un porcentaje de imprevistos de 4 %.

Tabla 40. Costo total de la estructura

COSTO TOTAL DEL BANCO SIN IMPREVISTO	\$45.693.459
IMPREVISTOS EN LA FABRICACION DE LA ESTRUCTURA	\$1.827.738
COSTO FINAL TOTAL DE LA MAQUINA	\$47.521.198

Fuente: Elaboración propia

8.3 EVALUACIÓN FINANCIERA

La evaluación financiera del proyecto se desarrolla con el fin de analizar la viabilidad financiera de la estructura del banco de pruebas diseñada, analizado en cuanto tiempo se recupera la inversión y la ganancia aportada, según el horizonte del proyecto dispuesto por la empresa.

El criterio para evaluar la viabilidad financiera es la relación costo-beneficio y analizar en cuanto tiempo se demora en recuperar la inversión de la estructura del banco de pruebas. Se escoge un horizonte del proyecto de 3 años ya que facilita la obtención de más capital para cumplir el objetivo del proyecto. En la tabla 41, se muestra los costos mínimos de operación al año.

Tabla 41. Costos mínimos de operación

Costo	Valor
Consumo de agua	1.700.000
Consumo de energía eléctrica	15.500.000
Mantenimiento	600.000
Operación	30.000
Combustible Diesel	2.946.600

Fuente: Elaboración propia

Para el flujo de caja neta del proyecto, se requiere saber el ingreso de capital mediante la reparación de motores Diesel, donde el ingreso aproximado por reparación de motores es de \$ 150.000.000 al año. En la tabla 42, se muestra el flujo de caja neta del proyecto.

Tabla 42. Flujo de caja neta del proyecto

Horizonte del proyecto	0	1	2	3
INGRESOS		\$150.000.000	\$150.000.000	\$150.000.000
Costos de producción		\$ 33.546.600	\$ 33.546.600	\$ 33.546.600
Gastos administrativos		\$ 66.000.000	\$ 66.000.000	\$ 66.000.000
Gastos fijos		\$ 17.200.000	\$ 17.200.000	\$ 17.200.000
Utilidad antes de impuestos		\$ 33.253.400	\$ 33.253.400	\$ 33.253.400
Impuestos (30%)		\$ 9.976.020	\$ 9.976.020	\$ 9.976.020
Utilidad después de impuestos		\$ 23.277.380	\$ 23.277.380	\$ 23.277.380
Flujo de caja Neta		\$ 23.277.380	\$ 23.277.380	\$ 23.277.380
INVERSION INICIAL	\$47.521.198			
ANALISIS COSTO BENEFICIO		1,47		

Fuente: Elaboración propia

Al aplicar el análisis de costo-beneficio, la relación es de 1,47, es decir la inversión de la estructura del banco de prueba se recupera en un año y medio, siendo este dato menor que el horizonte del proyecto de tres años. Por ende el proyecto de la estructura es viable financieramente.

9. CONCLUSIONES

- Se cumplió el objetivo principal de diseñar la estructura para un banco de pruebas que permita la adaptación a distintas referencias de motores Diesel, además se comprobó mediante el método de elementos finitos que las piezas soportan los esfuerzos aplicados sobre estas.
- En la industria automotriz, más específicamente en el sector de reparación de motores, es indispensable tener un dispositivo, maquina o sistema, que logre verificar el funcionamiento del motor, dando a conocer al cliente la calidad de la reparación y el buen estado en el cual su motor se encuentra luego del procedimiento, logrando de esta forma evitar devoluciones por garantía.
- La intención de mejorar tecnológicamente un taller de rectificación de motores, con la adquisición de un banco de pruebas dinamómetro, llega a ser un poco costosa, pero es algo que vale la pena, de esta forma se amplía el portafolio de servicios, ofreciendo a sus clientes, la medición del torque máximo y el estado de su motor, bien sea luego de ser reparado o simplemente una persona que desee saber el estado actual de su motor, a esto se le suma la cantidad de cliente que el taller puede atraer.
- Para desarrollar proyectos relacionados con motores, al necesitar datos como tamaño, medidas especificadas, diámetros de agujeros, peso, sistemas integrados y materiales, tiende a ser algo complejo la búsqueda de información, pues muchos de sus fabricantes no publican ni prestan información, por ende lo óptimo es analizar la muestra del motor y tomar sus medidas y datos necesarios para el desarrollo del proyecto.

10. RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar estudios más detallados en cuanto a la implementación de prueba de motores Diesel, para verificar su estado y rendimiento, con un dispositivo diferente a un dinamómetro, ya que este por su costo llega a ser un punto en contra para el desarrollo del proyecto.
- Se recomienda que el manual de mantenimiento se cumpla a cabalidad como está especificado en el presente documento, debido a las altas cargas y torques que se ejecuten en el momento de la instalación y desarrollo de la prueba, de esta forma evitar accidentes y llevar a cabo el procedimiento de manera óptima.
- Se recomienda realizar estudios para llevar la estructura a un nivel automatizado, siempre teniendo en cuenta el costo, los materiales y que este dentro de la normativa y los factores de seguridad necesarios para el desarrollo de la operación, instalación, funcionamiento y desmontaje final.
- Si se desea que el proyecto sea enfocado a motores de mediano y bajo torque, se recomienda restringir motores de alto torque, y volver a analizar los esfuerzos, materiales y demás factores, siendo este más económico.

BIBLIOGRAFÍA

2015. 2015. [1] Catálogos de aceros SACK Tomado http://www.sack.cl/files/Catalogo_Sack_2015.pdf:

Aceros ingeniería al carbono. SAE 1020 Y SAE 1045. [1]: Disponible en: <http://www.cga.com.co/images/document/ficha-1045-1020.pdf>

ALEXANDER HERNANDEZ RUEDA and CRISTIAN LEONARDO PORTILLO ORTEGA. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE UN MOTOR DIESEL.

Anonymous Alianza Automotriz » Soporte hidráulico. [1]. [Consultado el Nov 21,2017]. Disponible en: <http://www.alianzaautomotriz.com/tips/soporte-hidraulico/>

Anonymous Engine Testing / Go Power Systems Page. [0]. [Consultado el Nov 19,2017]. Disponible en: <http://gopowersystems.com/engine-testing/>

Anonymous Placa A-36. [1]. -10-24. [Consultado el Jul 27,2018]. Disponible en: <http://www.aamsa.com/productos/placa/placa-a-36/>

Anonymous PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE MOTORES DIESEL - Aprendiendo Mecanica Diesel. [1]. [Consultado el Sep 27,2017]. Disponible en: <https://sites.google.com/a/misena.edu.co/aprendiendo-mecanica-diesel/principios-de-funcionamiento-de-motores-diesel/>

Anonymous SAE 4140. [1]. [Consultado el Apr 4,2018]. Disponible en: <http://acerosray.cl/aleado/sae-4140/>

Anonymous rodachines | SC DURAFLEX. [1]. [Consultado el Jun 7,2018]. Disponible en: <https://www.rodachines.com/product-page/serie-sc-duraflex>

BEER, Ferdinand Pierre, *et al.* Mecánica de materiales. México: McGraw-Hil, 2009

Catalogo continental manguera hidráulica conexiones y equipo tomado de <http://www.manguerasyconexionesdelvalle.com/catalogo/hid/continental/continental-l-hidraulica-baja-presion.pdf>

DE and Universidad De Los Andes, ESCUELA DE MECANICA CATEDRA DE DISEÑO. TORNILLOS DE POTENCIA [0]:MERIDA:

EDIFICIOS; BODEGAS and PUENTES Y SISTEMAS DE ENTREPISOS. PERFILES SIDERÚRGICOS I-H-W. [1]: Tomado de <http://tuboscolmena.com/colmena/wp-content/uploads/2015/02/Siderurgica.pdf>

Empresa Dinamómetros SÁENZ

Empresa Rectificadora de Motores Sierra LTDA.

GROSMAN, Stanley I.; DAMY SOLÍS, Abelardo Ernesto and FLORES GODOY, José Job. Algebra lineal. México: Mc Graw Hill

Grua hidráulica tomado de [tp://www.locamat42.com/produit/grue-datelier-hydraulique-chevre/](http://www.locamat42.com/produit/grue-datelier-hydraulique-chevre/)

Guía ambiental de la agroindustria de palma de aceite en Colombia, 2011

HIBBELER, R. C.; CERA ALONSO, José, de la and ZÚÑIGA, Alex Elías. Mecánica de materiales. México: Pearson, 2006.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Sexta actualización, 1 ed. Bogotá: ICONTEC, 2008. 33 p.

_____. Referencias bibliográficas, contenido, forma y estructura. NTC 5613. 1 ed. Bogotá: El instituto, 2008. 38 p.

_____. Referencias documentales para fuentes de información electrónicas NTC 4490. 1 ed. Bogotá: El instituto, 1998. 23 p.

INTERNATIONAL, Sae-Sae. SAE J1995. 06/01/1990 (R)

ISX15 Up To 600 hp (447 kW) and And 2050 lb-ft (2779 Nm) Peak Torque. Higher Output For Higher Productivity. [1]: Tomado de <https://cumminsengines.com/brochure-download.aspx?brochureid=431>

Jaume Rifà Molist. Cilindros hidráulicos. [1]: 1991. Tomado de https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf

Motores NNM. [1]: tomado de http://frrq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/6825/mod_resource/content/1/Motores%20NNM.pdf

MOTT, Robert L., *et al.* Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación S.A., 2006.

NORMAS TÉCNICAS COMPLEMENTARIAS; PARA DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE and ESTRUCTURAS METÁLICAS. NORMAS TÉCNICAS COMPLEMENTARIAS PARA DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURAS METÁLICAS. [1]: Tomado de

<http://www.ordenjuridico.gob.mx/Estatal/DISTRITO%20FEDERAL/Normas/DFNORM11.pdf>

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011.

NTC - 4526. PERFIL ESTRUCTURAL TUBULAR Negro y Galvanizado ASTM A500 (NTC 4526). [1]: Disponible en : <http://tuboscolmena.com/colmena/wp-content/uploads/2018/03/perfil-estructural.pdf>

PABLO MARTINEZ DEL POZO. DISEÑO, CALCULO Y DIMENSIONADO DE UNA PLATAFORMA ELEVADORA MOVIL DE PERSONAL CON ACCIONAMIENTO HIDRAULICO

Presentación motor; cummins and •isx signature. presentación motor cummins •isx – signature 600. [1]: Disponible en <http://www.manualesdemecanica.com/images/files/discussion/175/21a9c7245d67bb9487d0ed5a74e97ee0.pdf>

RE 10231 Edition: 07.2014 Replaces: 06.2005. Internal gear pump PGP Series 2X and 3X. [1]: tomado de https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re10231_201407.pdf?db=brmv2&lvid=1182091&mvid=13508&clid=20&sid=5308005A03E3FC9A764D9F8AEC9E3134.borex-tc&sch=M&id=13508,20,1182091

RENÉ ALEJANDRO FERREIRA GARZÓN; EDWIN RENÉ JURADO BALLESTEROS and JOSÉ ARMANDO AYALA GONZÁLEZ. DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES PT6T-3. [1]

SAE4140.[1].[Consultado el Apr4,2018]. Disponible en: <http://www.acerosmapa.com.co/index.php/productos/aceros-especiales/acero-4140>.

SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008.

STEWART, James; FLORES ROSAS, Misael and ROMO M., Jorge Humberto. Cálculo: Trascendentes tempranas. México: Cengage Learning Editores, 2008.

Surface vehicle standard. [1]:2007.

USO O APLICACIÓN. ÁNGULOS (DE ALAS IGUALES). [1]: Disponible en: <http://www.hierrobeco.com/catalogos/angulos.pdf>

Versatilidad de aplicaciones. Shell Tellus S2 V 46 · Protección Adicional. [1] tomado de : http://www.gasoleosalamanca.com/activos/texto/Shell_Tellus_S2_V_46.pdf

ANEXOS

ANEXO A

CATÁLOGO DEL PERFIL DE TUBO CUADRADO DE LA EMPRESA COLMENA

PERFIL CUADRADO											UNIDAD DE EMPAQUE
TAMAÑO PERFIL		ESPESOR DE PARED e mm	PESO NEGRO (kg/m)	ÁREA cm ²	FLEXIÓN			MÓDULO PLÁSTICO Z _x = Z _y cm ³	TORSIÓN		
TAMAÑO NOMINAL					MOMENTO INERCIA I _x = I _y cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO S _x = S _y cm ³	RADIO DE GIRO r _x = r _y cm		MOMENTO INERCIA J cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO B cm ³	
PULG.	MM										
1 X 1	25 X 25	1,50	1,06	1,35	1,22	0,97	0,95	1,17	2,03	1,48	36
		2,00	1,36	1,73	1,48	1,19	0,93	1,47	2,58	1,82	
		2,50	1,64	2,09	1,69	1,35	0,90	1,71	3,07	2,11	
1 4/7 X 1 4/7	40 X 40	1,50	1,77	2,25	5,49	2,75	1,56	3,22	8,77	4,13	25
		2,00	2,31	2,94	6,94	3,47	1,54	4,13	11,36	5,25	
		2,50	2,82	3,59	8,22	4,11	1,51	4,97	13,79	6,25	
2 X 2	50 X 50	1,50	2,24	2,85	11,07	4,43	1,97	5,15	17,45	6,66	25
		2,00	2,93	3,73	14,15	5,66	1,95	6,66	22,73	8,53	
		2,50	3,60	4,59	16,94	6,78	1,92	8,07	27,75	10,26	
		3,00	4,25	5,41	19,47	7,79	1,90	9,39	32,53	11,84	
2 1/3 X 2 1/3	60 X 60	1,50	2,71	3,45	19,52	6,51	2,38	7,53	30,53	9,78	25
		2,00	3,56	4,54	25,14	8,38	2,35	9,79	39,91	12,61	
		2,50	4,39	5,59	30,34	10,11	2,33	11,93	48,92	15,26	
		3,00	5,19	6,61	35,13	11,71	2,31	13,95	57,57	17,73	

Fuente: Fuente: NTC - 4526. PERFIL ESTRUCTURAL TUBULAR Negro y Galvanizado ASTM A500 (NTC 4526). [1]: Disponible en : <http://tuboscolmena.com/colmena/wp-content/uploads/2018/03/perfil-estructural.pdf>

ANEXO B




CATÁLOGO DEL PERFIL DE TUBO RECTANGULAR DE LA EMPRESA COLMENA

PERFIL RECTANGULAR															
TAMAÑO PERFIL		ESPESOR DE PARED e mm	PESO NEGRO (kg/m)	ÁREA cm ²	FLEXIÓN EJE X - X			FLEXIÓN EJE Y - Y			MÓDULO PLÁSTICO Z _x cm ³	MÓDULO PLÁSTICO Z _y cm ³	TORSIÓN		UNIDAD DE EMPAQUE
TAMAÑO NOMINAL	PULG.				MM	MOMENTO INERCIA I _x cm ⁴	MÓDULO SECCIÓN S _x cm ³	RADIO DE GIRO r _x cm	MOMENTO INERCIA I _y cm ⁴	MÓDULO ELÁST S _y cm ³			RADIO DE GIRO r _y cm	MOMENTO INERCIA J cm ⁴	
2X1/2	50 x 13	1,50	1,37	1,72	4,54	1,81	1,62	0,50	0,77	0,54	2,46	0,90	1,61	1,45	30
		1,50	1,77	2,25	7,72	2,97	1,85	2,78	2,06	1,11	3,70	2,34	6,71	3,56	
2X1 1/16	50 X 30	2,00	2,31	2,94	9,76	3,76	1,82	3,49	2,58	1,09	4,74	2,99	8,63	4,49	25
		2,50	2,82	3,59	11,55	4,44	1,79	4,09	3,03	1,07	5,69	3,58	10,41	5,31	
		1,50	2,24	2,85	13,84	4,61	2,20	6,81	3,60	1,54	5,59	4,07	14,59	5,99	
2 3/8X1 1/2	60 X 40	2,00	2,93	3,73	17,69	5,90	2,18	8,66	4,57	1,52	7,22	5,26	18,95	7,66	20
		2,50	3,60	4,59	21,18	7,06	2,15	10,32	5,45	1,50	8,75	6,35	23,07	9,18	
		3,00	4,25	5,41	24,33	8,11	2,12	11,79	6,23	1,48	10,16	7,37	26,96	10,56	
		1,50	2,57	3,27	24,92	6,54	2,76	8,54	4,48	1,61	8,07	5,00	20,50	7,74	
3X1 1/2	76 X 38	2,00	3,37	4,29	32,06	8,42	2,73	10,90	5,72	1,59	10,48	6,47	26,65	9,93	16
		2,50	4,15	5,29	38,64	10,14	2,70	13,05	6,85	1,57	12,75	7,85	32,48	11,94	
		3,00	4,90	6,24	44,67	11,73	2,68	14,98	7,86	1,55	14,89	9,14	38,00	13,79	
3 3/16 X11/2	80 X 40	1,50	2,71	3,45	28,99	7,25	2,90	9,94	4,97	1,70	8,93	5,53	23,81	8,58	16
		2,00	3,56	4,54	37,36	9,34	2,87	12,72	6,36	1,67	11,61	7,17	30,99	11,02	
		2,50	4,39	5,59	45,11	11,28	2,84	15,26	7,63	1,65	14,15	8,72	37,81	13,28	
		3,00	5,19	6,61	52,25	13,06	2,81	17,56	8,78	1,63	16,54	10,16	44,30	15,36	

Fuente: Fuente: NTC - 4526. PERFIL ESTRUCTURAL TUBULAR Negro y Galvanizado ASTM A500 (NTC 4526). [1]: Disponible en <http://tuboscolmena.com/colmena/wp-content/uploads/2018/03/perfil-estructural.pdf>

ANEXO C

SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DEL PERFIL CIRCULAR, CATÁLOGO DE LA EMPRESA ACEROS MAPA.

DIMENSIONES				
Pulgadas	Milímetros	Kg/m	Kg/m	Kg/m
1/8	3.18	0.06	0.08	0.07
3/16	4.76	0.14	0.18	0.15
1/4	6.35	0.25	0.32	0.28
5/16	7.94	0.39	0.50	0.43
3/8	9.53	0.56	0.71	0.62
7/16	11.11	0.76	0.97	0.84
1/2	12.70	1.00	1.27	1.10
9/16	14.29	1.26	1.60	1.40
5/8	15.88	1.56	1.98	1.71
11/16	17.46	1.88	2.40	2.07
3/4	19.05	2.24	2.85	2.47
13/16	20.64	2.63	3.35	2.90
7/8	22.22	3.05	3.88	3.36
15/16	23.81	3.50	4.50	3.86
1	25.40	3.98	5.06	4.39
1 1/16	26.99	4.50	5.75	4.95
1 1/8	28.57	5.03	6.41	5.55
1 3/16	30.16	5.61	7.14	6.18
1 1/4	31.75	6.21	7.91	6.86
1 3/8	34.92	7.47	9.58	8.30
1 1/2	38.10	8.95	11.40	9.88
1 5/8	41.27	10.49	13.37	11.60
1 3/4	44.45	12.17	15.51	13.45
1 7/8	47.62	13.97	17.80	15.40
2	50.80	15.90	20.26	17.55
2 1/4	57.15	20.12	25.64	20.21
2 1/2	63.50	24.84	31.65	27.42
2 3/4	69.85	30.06	38.30	33.20

Fuente:SAE4140.[1].[ConsultadoelApr4,2018].Disponible en:<http://www.acerosmapa.com.co/index.php/productos/aceros-especiales/acero-4140>.

ANEXO D

TABLA DE LAS PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES

Materiales	Densidad ρ (Mg/m ³)	Módulo de elasticidad E GPa	Módulo de rigidez G GPa	Resistencia de fluencia (MPa) σ_y			Resistencia última (MPa) σ_u			
				Tens.	Comp. ^b	Corte	Tens.	Comp. ^b	Corte	
Metálicos										
Aleaciones forjadas de aluminio	2014-T6	2.79	73.1	27	414	414	172	469	469	290
	6061-T6	2.71	68.9	26	255	255	131	290	290	186
Aleaciones de hierro colado	Gris ASTM 20	7.19	67.0	27	—	—	—	179	669	—
	Maleable ASTM A-197	7.28	172	68	—	—	—	276	572	—
Aleaciones de cobre	Bronce rojo C83400	8.74	101	37	70.0	70.0	—	241	241	—
	Bronce C86100	8.83	103	38	345	345	—	655	655	—
Aleación de magnesio	[Am 1004-T61]	1.83	44.7	18	152	152	—	276	276	152
Aleaciones de acero	Estructural A36	7.85	200	75	250	250	—	400	400	—
	Inoxidable 304	7.86	193	75	207	207	—	517	517	—
	Herramientas L2	8.16	200	75	703	703	—	800	800	—
Aleación de titanio	[Ti-6Al-4V]	4.43	120	44	924	924	—	1 000	1 000	—
No metálicos										
Concreto	Baja resistencia	2.38	22.1	—	—	—	12	—	—	—
	Alta resistencia	2.38	29.0	—	—	—	38	—	—	—
Plástico reforzado	Kevlar 49	1.45	131	—	—	—	—	717	483	20.3
	30% vidrio	1.45	72.4	—	—	—	—	90	131	—
Madera Grado estructural seleccionado	Abeto Douglas	0.47	13.1	—	—	—	—	2.1 ^c	26 ^d	6.2 ^d
	Abeto blanco	3.60	9.65	—	—	—	—	2.5 ^c	36 ^d	6.7 ^d

Fuente: HIBBELER, R. C.; CERA ALONSO, José, de la and ZÚÑIGA, Alex Elías. Mecánica de materiales. México: Pearson, 2006. Propiedades mecánicas promedio de materiales típicos en ingeniería.

ANEXO E

TABLAS PARA SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LA TUERCA Y EL COEFICIENTE DE FRICCIÓN.

Tabla de Presión de apoyo del tornillo

Material del tornillo	Material de la tuerca	p_b , seguro, psi	Notas
Acero	Bronce	2 500-3 500	Baja velocidad
Acero	Bronce	1 600-2 500	10 pies/min
	Hierro fundido	1 800-2 500	8 pies/min
Acero	Bronce	800-1 400	20-40 pies/min
	Hierro fundido	600-1 000	20-40 pies/min
Acero	Bronce	150-240	50 pies/min

Fuente: SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pág 407

Tabla de Coeficiente de fricción de pares roscados

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Fuente: SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pág 408

ANEXO F

SELECCIÓN DEL LADO B PARA LA VIGA CUADRADA, USADA EN LA PLATAFORMA DE TIJERA. CATÁLOGO DE LA EMPRESA ACEROS MAPA.

DIMENSIONES		⊘	⊘	⊘
Pulgadas	Milímetros	Kg/m	Kg/m	Kg/m
1/8	3.18	0.06	0.08	0.07
3/16	4.76	0.14	0.18	0.15
1/4	6.35	0.25	0.32	0.28
5/16	7.94	0.39	0.50	0.43
3/8	9.53	0.56	0.71	0.62
7/16	11.11	0.76	0.97	0.84
1/2	12.70	1.00	1.27	1.10
9/16	14.29	1.26	1.60	1.40
5/8	15.88	1.56	1.98	1.71
11/16	17.46	1.88	2.40	2.07
3/4	19.05	2.24	2.88	2.47
13/16	20.64	2.63	3.35	2.90
7/8	22.22	3.05	3.88	3.36
15/16	23.81	3.50	4.50	3.86
1	25.40	3.98	5.06	4.39
1 1/16	26.99	4.50	5.75	4.95
1 1/8	28.57	5.03	6.41	5.55
1 3/16	30.16	5.61	7.14	6.18
1 1/4	31.75	6.21	7.91	6.85
1 3/8	34.92	7.47	9.58	8.30
1 1/2	38.10	8.95	11.40	9.88
1 5/8	41.27	10.49	13.37	11.60

Fuente:SAE4140.[1].[ConsultadoelApr4,2018].Disponible en:<http://www.acerosmapa.com.co/index.php/productos/aceros-especiales/acero-4140>.

ANEXO G

SELECCIÓN DE LA VIGA DE PERFIL EN L. CATÁLOGO DE LA EMPRESA HIERRO BECO

L	DIMENSIONES (mm)				Área cm ²	Peso kg/m	DISTANCIA DE LOS EJES				MOMENTO RESPECTO A LOS EJES								
	a	s	r ₁	r ₂			e	w	v ₁	v ₂	x - x = y - y			E-E			n - n		
											I _x cm ⁴	S _x cm ³	R _x cm	I _E cm ⁴	R _E cm	I _n cm ⁴	R _n cm ³	S _n cm	
20 x 3	20	3.0	3.5	2.0	1.12	0.88	0.60	1.41	0.85	0.70	0.39	0.28	0.59	0.62	0.74	0.15	0.18	0.37	
25 x 3	25	3.0	3.5	2.0	1.42	1.12	0.73	1.77	1.03	0.87	0.79	0.45	0.75	1.27	0.95	0.31	0.30	0.47	
30 x 3	30	3.0	5.0	2.5	1.74	1.36	0.84	2.12	1.18	1.04	1.41	0.65	0.90	2.24	1.14	0.57	0.48	0.57	
35 x 4	35	4.0	5.0	2.5	2.67	2.10	1.00	2.47	1.41	1.24	2.96	1.18	1.05	4.68	1.33	1.24	0.88	0.68	
									1.53	1.27	4.14	1.71	1.04	6.50	1.30	1.77	1.16	0.68	
40 x 4	40	4.0	6.0	3.0	3.08	2.42	1.12	2.83	1.58	1.40	4.48	1.55	1.21	7.08	1.52	1.86	1.18	0.78	
									1.70	1.43	6.33	2.26	1.19	9.98	1.49	2.67	1.57	0.77	
50 x 4	50	4.0	7.0	3.5	3.89	3.06	1.36	3.54	1.92	1.75	8.97	2.46	1.52	14.20	1.91	3.73	1.94	0.98	
									1.98	1.76	11.00	3.05	1.51	17.40	1.90	4.59	2.32	0.98	
									2.11	1.78	14.60	4.15	1.49	23.10	1.88	6.02	2.85	0.96	
									2.49	2.28	24.96	5.27	1.98	39.91	2.53	10.00	4.00	1.27	
65 x 6	65	6.0	9.0	4.5	7.53	5.91	1.80	4.60	2.55	2.28	29.20	6.21	1.97	46.30	2.48	12.10	4.74	1.27	
									2.62	2.29	33.40	7.18	1.96	53.0	2.47	13.80	5.27	1.26	
75 x 7	75	7.0	10.0	5.0	10.10	7.94	2.09	5.30	2.95	2.63	52.40	9.67	2.28	83.60	2.88	21.10	7.15	1.45	
									3.01	2.65	58.90	11.00	2.26	93.30	2.85	24.40	8.11	1.46	
									3.46	3.17	92.50	14.13	2.75	147.0	3.46	38.00	11.00	1.77	
90 x 7	90	7.0	11.0	5.5	12.20	9.62	2.45	6.36	3.46	3.17	92.50	14.13	2.75	147.0	3.46	38.00	11.00	1.77	



Fuente: USO O APLICACIÓN. ÁNGULOS (DE ALAS IGUALES). [1]: Disponible en: <http://www.hierrobeco.com/catalogos/angulos.pdf>

ANEXO H

CATÁLOGO DE LA RUEDA SELECCIONADA PARA EL MECANISMO EN EL EJE Z

Capacidad de carga unitaria	Tamaño (Diámetro x Ancho banda) Pulgadas
150Kg en 3"	4" x 1-1/2" Con Rodamiento de Agujas Eje 5/8"
400Kg en 4"	4" x 1-1/2" Con Balineras Eje 15mm
600Kg en 5"	5" x 1-3/4" Con Rodamiento de Agujas Eje 3/4"
700Kg en 6"	5" x 1-3/4" Con Balineras Eje 17mm
900Kg en 8"	6" x 2" Con Rodamiento de Agujas Eje 3/4"
1000Kg en 10"	6" x 2" Con Balineras Eje 20mm
1200Kg en 12"x2-1/2"	7" x 2" Con Rodamiento de Agujas Eje 3/4"
1450Kg en 12"x3"	7" x 2" Con Balineras Eje 20-25mm
	8" x 2" Con Rodamiento de Agujas Eje 1"
	8" x 2" Con Balineras Eje 25mm
	10" x 2-1/2" Con Rodamiento de Agujas Eje 1"
	10" x 2-1/2" Con Balineras Eje 25mm
	12" x 2-1/2" Con Balineras Eje 30mm
	12" x 3" Con Balineras Eje 30mm

Fuente: Anonymousrodachines | SC DURAFLEX. [1]. [Consultado el Jun 7,2018].
Disponible en: <https://www.rodachines.com/product-page/serie-sc-duraflex>

ANEXO I

TABLA QUE MUESTRA LA DISTANCIA MÍNIMA DEL CENTRO DE UN AGUJERO ESTÁNDAR AL BORDE

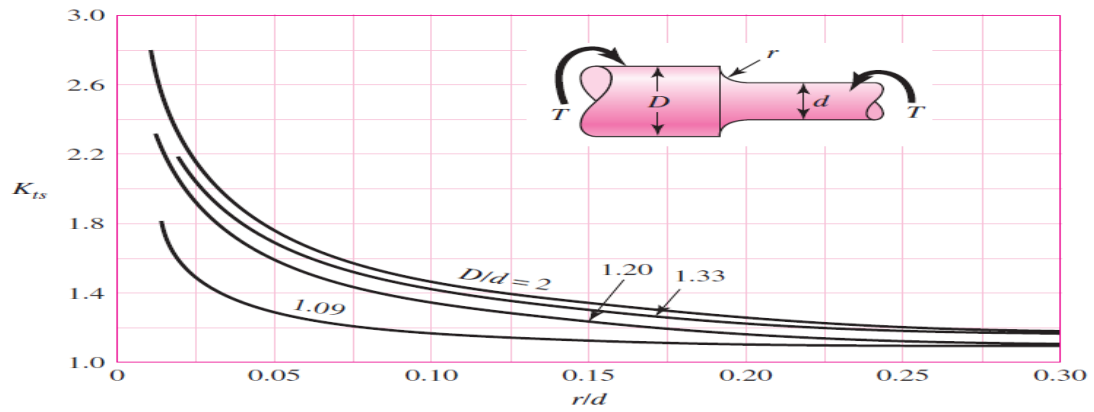
Tabla 5.9 Distancia mínima del centro de un agujero estándar¹ al borde de la parte conectada²

Diámetro nominal del remache o tornillo		Bordes cortados con cizalla		Bordes laminados de perfiles, placas o soleras, o bordes cortados con soplete ³	
mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.
12.7	$\frac{1}{2}$	22.2	$\frac{7}{8}$	19.1	$\frac{3}{4}$
15.9	$\frac{5}{8}$	28.6	$1 \frac{1}{8}$	22.2	$\frac{7}{8}$
19.1	$\frac{3}{4}$	31.8	$1 \frac{1}{4}$	25.4	1
22.2	$\frac{7}{8}$	38.1	$1 \frac{1}{2}$ ⁽⁴⁾	28.6	$1 \frac{1}{8}$
25.4	1	44.5	$1 \frac{3}{4}$ ⁽⁴⁾	31.8	$1 \frac{1}{4}$
28.6	$1 \frac{1}{8}$	50.8	2	38.1	$1 \frac{1}{2}$
31.8	$1 \frac{1}{4}$	57.2	$2 \frac{1}{4}$	41.3	$1 \frac{5}{8}$
mayor que 31.8	mayor que $1 \frac{1}{4}$	1.75 × Diámetro		1.25 × Diámetro	

Fuente : NORMAS TÉCNICAS COMPLEMENTARIAS; PARA DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURAS METÁLICAS. NORMAS TÉCNICAS COMPLEMENTARIAS PARA DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURAS METÁLICAS. [1]: Tomado de <http://www.ordenjuridico.gob.mx/Estatal/DISTRITO%20FEDERAL/Normas/DFNOR M11.pdf>

ANEXO J

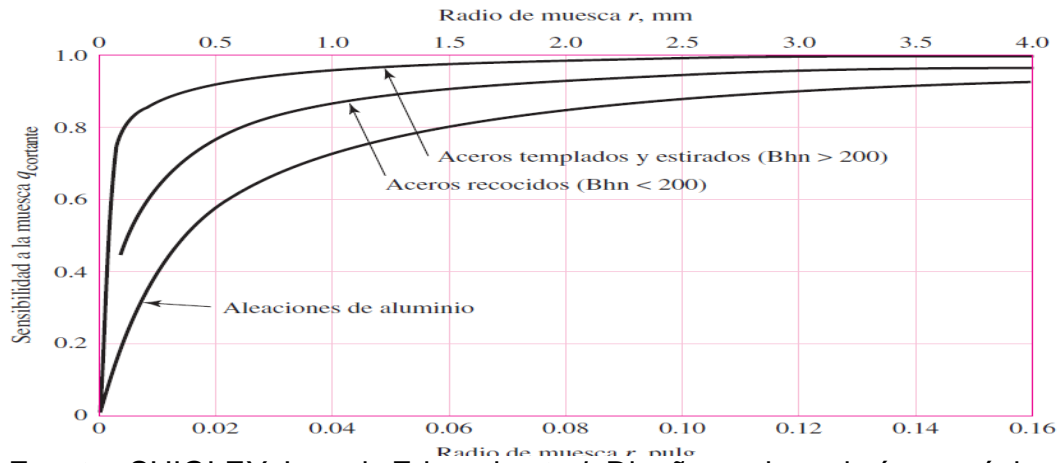
GRAFICA DE FACTOR DE TEÓRICO DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO



Fuente: SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pág 1008

ANEXO K

GRAFICA DE LA SENSIBILIDAD DE LA MUESCA DE LA MUESTRA A CORTANTE



Fuente: SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pág 288

ANEXO L

TABLAS DE FACTORES DE CORRECCIÓN DE LA ECUACIÓN MARÍN.

Tabla del límite de resistencia a la fatiga para viga rotatoria

$$S'_e = \begin{cases} 0.506\bar{S}_{ut} \text{LN}(1, 0.138) \text{ kpsi o MPa} & \bar{S}_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1 460 MPa)} \\ 107\text{LN}(1, 0.139) \text{ kpsi} & \bar{S}_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740\text{LN}(1, 0.139) \text{ MPa} & \bar{S}_{ut} > 1 460 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pág 323

Tabla de factor de la condición superficial

Tabla 6-10

Parámetros del factor de la condición superficial de Marin

Acabado superficial	$k_a = \alpha S_{ut}^b \text{LN}(1, C)$			Coeficiente de variación, C
	kpsi	MPa	b	
Esmerilado*	1.34	1.58	-0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	58.1	-0.719	0.110
Como sale de la forja	39.8	271	-0.995	0.145

Fuente : SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pág 324

Tabla Factor de tamaño

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pág 280

Tabla factor de confiabilidad

Tabla 6-5

Factores de confiabilidad k_z correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_z	Factor de confiabilidad k_z
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Fuente: SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pág 285

Tabla factor de carga a torsión

Tabla 6-11

Parámetros del factor de carga de Marin

Modo de carga	$k_c = \alpha S_{ut}^b \text{LN}(1, C)$					k_c promedio
	kpsi	MPa	β	C	α	
Flexión	1	1	0	0	1	1
Axial	1.23	1.43	-0.0778	0.125	0.125	0.85
Torsión	0.328	0.258	0.125	0.125	0.125	0.59

Fuente SHIGLEY, Joseph Edward, *et al.* Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill, 2008. Pág 325

ANEXO M

CATÁLOGO PARA LA SELECCIÓN DEL ESPESOR DE LA PLACA QUE VA A SOPORTAR EL DINAMÓMETRO

Planchas Gruesas	
Espesor mm	Peso Teórico kg/m ²
6.0	48.0
8.0	64.0
10.0	80.0
12.0	96.0
14.0	112.0
16.0	128.0
18.0	144.0
20.0	160.0
22.0	176.0

Fuente: 2015. 2015. [1] Catálogos de aceros

SACK Tomado http://www.sack.cl/files/Catalogo_Sack_2015.pdf

ANEXO N

SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO, PARA LA PLATAFORMA DE ELEVACIÓN DEL DINAMÓMETRO

Diámetro (mm)	Tamaño vástago (mm)	Sentido del movimiento	Área efectiva (mm ²)	Presión de trabajo (MPa)		
				3.5	7	10
20	12	SALIDA	314	1099	2198	3140
		ENTRADA	201	704	1407	2010
25	14	SALIDA	490	1715	3430	4900
		ENTRADA	336	1176	2352	3360
32	18	SALIDA	804	2814	5628	8040
		ENTRADA	549	1922	3843	5490
40	22.4	SALIDA	1256	4396	8792	12560
		ENTRADA	862	3017	6034	8620
50	28	SALIDA	1963	6871	13741	19630
		ENTRADA	1347	4715	9429	13470
63	35.5	SALIDA	3117	10910	21819	31170
		ENTRADA	2127	7445	14889	21270

Fuente: Jaume Rifà Molist. Cilindros hidráulicos. [1]:1991 tomado de https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf

ANEXO O

CATÁLOGO DE LA BOMBA HIDRÁULICA REXROTH BOSCH GROUP

Frame size		BG	2	2	2	2	2
Size		NG	6.3	8	11	13	16
Displacement, geometric	V_g	cm ³	6.5	8.2	11	13.3	16
Input speed	n_{min}	min ⁻¹	600	600	600	600	600
	n_{max}	min ⁻¹	1800	1800	1800	1800	1800
Operating pressure, absolute							
Inlet	p	bar	0.8 to 2	0.8 to 2	0.8 to 2	0.8 to 2	0.8 to 2
Outlet	continuous	p_n	bar	250	250	250	250
	intermittent ¹⁾	p_{max}	bar	315 ²⁾ / 350 ³⁾	315 ²⁾ / 350 ³⁾	315 ²⁾ / 350 ³⁾	315 ²⁾ / 350 ³⁾
Flow (at $n = 1450 \text{ min}^{-1}$, $p = 10 \text{ bar}$, $v = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$)	q_v	l/min	9.4	11.9	16	19.3	23.2
Power consumption							
Minimum required drive power (at $p = 1 \text{ bar}$)	p_{zu}	kW	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
Weight	m	kg	3.0	3.1	3.3	3.5	3.6

Fuente: RE 10231 Edition: 07.2014 Replaces: 06.2005. Internal gear pump PGP Series 2X and 3X. [1]: tomado de https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re10231_201407.pdf?db=brmv2&lvid=1182091&mvid=13508&clid=20&sid=5308005A03E3FC9A764D9F8AEC9E3134.borex-tc&sch=M&id=13508,20,1182091

ANEXO P

CATÁLOGO DEL MOTOR ELÉCTRICO SELECCIONADO DE LA EMPRESA SIEMENS

1.15 Motores GP10, JM10

Potencia en HP	Velocidad en RPM	Descripción		Modelo	
		Tensión a 60Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	GP10 Con Brida C Catálogo Spiridon	JM10 BC + espiga JM Catálogo Spiridon
0.5	900	208-230/460	143TC	*	*
0.75	1800	208-230/460	143TC	A7B10000048473	A7B10000048493
	1200	208-230/460	143TC	A7B10000048492	*
	900	208-230/460	145TC	*	*
1	3600	208-230/460	143TC	A7B10000046342	A7B10000047501
	1800	208-230/460	143TC	A7B10000046337	A7B10000046300
	1200	208-230/460	145TC	*	*
	900	208-230/460	182TC	*	*
1.5	3600	208-230/460	143TC	A7B10000046338	A7B10000046298
	1800	208-230/460	145TC	A7B10000046339	A7B10000047503
	1200	208-230/460	182TC	*	*
	900	208-230/460	184TC	*	*
2	3600	208-230/460	145TC	A7B10000046350	A7B10000046299
	1800	208-230/460	145TC	A7B10000046351	A7B10000046301
	1200	208-230/460	184TC	*	*
	900	208-230/460	182TC	*	*

Fuente: Motores NNM. [1]: tomado de http://frrq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/6825/mod_resource/content/1/Motores%20NNM.pdf

ANEXO Q

DIÁMETROS NORMALIZADOS DE LOS DUCTOS, PARA EL CIRCUITO HIDRÁULICO. CATÁLOGO DE LA EMPRESA CONTINENTAL

No. Descriptivo/ No. Producto	No. SAP	Diámetro Interior		Diámetro Exterior		Presión Máx. de Trabajo		Min. Radio Curvatura		Presión Mínima de Ruptura		Peso	
		pulg.	mm	pulg.	mm	psi	MPa	pulg.	mm	psi	MPa	lbs/ft	kg/m
IGTC-04	20022593	1/4	6.4	0.50	12.7	300	2.1	2.5	64	1200	8.3	0.08	0.12
IGTC-05	20022595	5/16	7.9	0.56	14.2	300	2.1	3.0	76	1200	8.3	0.09	0.13
IGTC-06	20022597	3/8	9.5	0.64	16.3	300	2.1	3.0	76	1200	8.3	0.11	0.16
GTC-08	20022600	1/2	12.7	0.75	19.1	300	2.1	5.0	127	1200	8.3	0.13	0.19
IGTC-10	20022602	5/8	15.9	0.91	23.1	300	2.1	6.0	152	1200	8.3	0.19	0.28
IGTC-12	20022604	3/4	19.0	1.03	26.2	300	2.1	7.0	178	1200	8.3	0.21	0.31

Fuente:

Catalogo continental manguera hidráulica conexiones y equipo tomado de <http://www.manguerasyconexionsdelvalle.com/catalogo/hid/continental/continenta-l-hidraulica-baja-presion.pdf>

ANEXO R

VIGA EN I, USADA EN LA ESTRUCTURA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.
CATÁLOGO DE LA EMPRESA COLMENA.

VIGAS IPE

REFERENCIA	DIMENSIONES						DETALLES CONSTRUCTIVOS				SUPERFICIE	PROPIEDADES MECÁNICAS DE LA SECCIÓN													
												Eje fuerte y-y						Eje debil z-z				PROPIEDADES DE LA SECCIÓN			
												Peso kg/m	h mm	b mm	t _v mm	t _f mm	r mm	A cm ²	h ₁ mm	d mm	θ	P _{min} mm	P _{max} mm	A ₁ m ² /m	A ₂ m ² /t
IPE 100	8.1	100	55	4.1	5.7	7	10.32	88.6	74.6	-	-	-	0.4	49.33	171	34.2	39.41	5.08	15.92	5.79	9.15	1.24	23.7	1.2	0.35
IPE 120	10.4	120	64	4.4	6.3	7	13.21	107.4	93.4	-	-	-	0.475	45.82	317.8	52.96	60.73	6.31	27.67	8.65	13.58	1.45	25.2	1.74	0.89
IPE 140	12.9	140	73	4.7	6.9	7	16.43	126.2	112.2	-	-	-	0.551	42.7	541.2	77.32	88.34	7.64	44.92	12.31	19.25	1.65	26.7	2.45	1.98
IPE 160	15.8	160	82	5	7.4	9	20.09	145.2	127.2	-	-	-	0.623	39.47	869.3	108.7	123.9	9.66	68.31	16.66	26.1	1.84	30.3	3.6	3.96
IPE 180	18.8	180	91	5.3	8	9	23.95	164	146	M10	55	58	0.698	37.13	1317	146.3	166.4	11.25	100.9	22.16	34.6	2.05	31.8	4.79	7.43
IPE 200	22.4	200	100	5.6	8.5	12	28.48	183	159	M10	56	67	0.768	34.36	1943	194.3	220.6	14	142.4	28.47	44.61	2.24	36.7	6.98	12.99

Fuente: EDIFICIOS; BODEGAS and PUEBLOS Y SISTEMAS DE ENTREPISOS.
PERFILES SIDERÚRGICOS I-H-W. [1]: Tomado de
<http://tuboscolmena.com/colmena/wp-content/uploads/2015/02/Siderurgica.pdf>

ANEXO S

CASO DE SOLDADURA SELECCIONADA, PARA LAS UNIONES SOLDADAS DEL PROYECTO

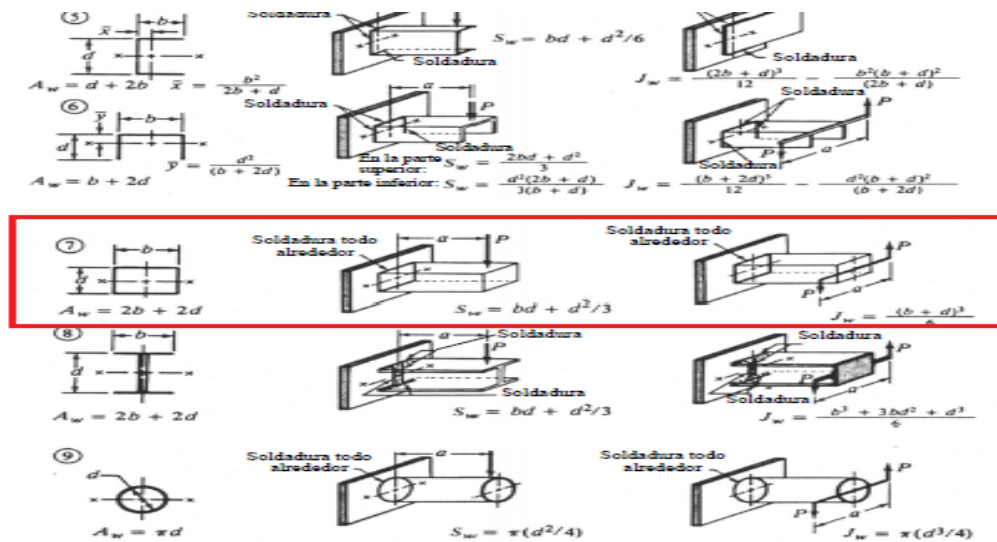


FIGURA 12-16

Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea. (reimpreso de [7])

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: un enfoque integrado (4a. ed.). Distrito Federal: Pearson Educación, 2011. Pag 811